

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1]

In the steering approach of a car,
 A steering angle (ΔH) is detected,
 Said steering angle is changed depending on a car rate (ΔH^*),
 An amendment steering angle ($\Delta \Delta H$, Soll) is searched for depending on the transit dynamic characteristics of the car steered,
 Said steering angle (ΔH^*) and amendment steering angle ($\Delta \Delta H$, Soll) which were changed are made to superimpose on a target steering angle ($\Delta Ritzel$, Soll).
 The location ($\Delta Ritzel$) of a steering wheel is detected,
 The angular difference part value ($\Delta Ritzel$, Soll- $\Delta Ritzel$) between a target steering angle and the location of a steering wheel (7) is formed,
 The location of a steering wheel (7) is controlled depending on said angular difference part value ($\Delta Ritzel$, Soll- $\Delta Ritzel$),
 The approach characterized by carrying out compensation adjustment of the amendment steering angle ($\Delta \Delta H$, Soll) in a steering column (1).

[Claim 2]

The 1st position controller which has PD property or cascade structure for the location of a steering wheel (7) (43), It controls by the 1st adaptation-ized position controller (43). Or the output signal of said 1st position controller (43) It is the target moment (MSoll) which should be transmitted to the pinion of steering gear (5) from a steering pivot motor (11). The approach according to claim 1 of changing this target moment (MSoll) into a target current (ISoll), and carrying out drive control of the steering pivot motor (11) using this target current (ISoll).

[Claim 3]

Said 1st position controller (43) is a nonlinear static property curve or a method according to claim 2 of having the characteristic curve which can be adjusted accommodative.

[Claim 4]

The approach given [claim 1 to] in 3 any 1 terms which changes the steering angle (ΔH^*) changed into a target yaw rate (ω_{ref}) or target longitudinal direction acceleration (a_y), and controls an amendment steering angle ($\Delta \Delta H$, Soll) depending on said target yaw rate (ω_{ref}) or target longitudinal direction acceleration (a_y).

[Claim 5]

A yawing controller (61) is the approach according to claim 4 of being a PID-control machine or a model sequence control machine.

[Claim 6]

Said amendment steering angle ($\Delta \Delta H$, Soll) is changed into the amendment moment ($\Delta \Delta M$, Soll). The value moment (ΔM) is measured. the difference which exists between two parts (1a, 1b) of a steering column (1) -- said amendment moment ($\Delta \Delta M$, Soll) and difference -- the moment from the value moment (ΔM) -- difference -- a value -- forming -- said amendment steering angle ($\Delta \Delta H$, Soll) -- the moment -- difference -- the approach given [claim 1 to] in 5 any 1 terms compensated depending on a value ($\Delta \Delta M$, Soll- ΔM).

[Claim 7]

The method according to claim 4 or 5 of changing said amendment steering angle ($\Delta \Delta H$, Soll) into the amendment moment ($\Delta \Delta M$, Soll), changing this amendment moment ($\Delta \Delta M$, Soll) into a target amendment current (ΔI , Soll), and compensating the amendment steering angle (ΔH , Soll) in a steering wheel (3) depending on a target amendment current (ΔI , Soll).

[Claim 8]

A value ($\Delta \Delta H$, Ist) is measured. angle of rotation between two parts (1a, 1b) of a steering column (1) -- difference -- A value is formed. said amendment steering angle ($\Delta \Delta H$, Soll) and angle of rotation -- difference -- the include angle from a value ($\Delta \Delta H$, Ist) -- difference -- the amendment steering angle ($\Delta \Delta H$, Soll) in a steering wheel (3) -- said include angle -- difference -- the approach according to claim 4 or 5 of compensating depending on a value ($\Delta \Delta H$, Soll- $\Delta \Delta H$, Ist).

[Claim 9]

the steering angle (ΔH^*) which calculated the amount of tracking-steering angle modification (ΔK), and was changed with this amount of tracking-steering angle modification (ΔK) -- depending -- the target **** moment (MM, Soll) -- the target moment -- difference -- the approach given [claim 1 to] in 8 any 1 terms which superimposes a value (ΔMM , Soll).

[Claim 10]

Are dependent on a value (ΔH^* - ΔK). the include angle from the steering angle (ΔH^*) which calculated the amount of tracking-steering angle modification (ΔK), and was changed, and the amount of tracking-steering angle modification (ΔK) -- difference -- a value -- forming -- this include angle -- difference -- The approach given [claim 1 to] in 8 any 1 terms which is made to superimpose a tracking-steering angular variability part value ($\Delta \Delta H^*$) on the changed steering angle (ΔH^*), and controls a target steering angle ($\Delta Ritzel$, Soll) depending on the target steering angle (ΔH^* , Soll) produced from the result.

[Claim 11]

The computer program which is suitable for 10 any 1 terms from claim 1 enforcing the approach of a publication.

[Claim 12]

The computer program according to claim 11 memorized by the storage.

[Claim 13]

The control equipment for controlling the steering gear style of a car characterized by operating according to the approach of a publication in 10 any 1 terms from claim 1.

[Claim 14]

The steering wheel arranged at the steering column (1) (3), The 3rd angle-of-rotation sensor (27) or the 1st moment sensor (29) arranged at steering gear (5) and a steering column (1), The steering shaft motor which acts on a steering column (1) through a superposition mold gear (19) (21), In the steering gear style for cars which has the hydraulic or electromotive steering actuator, and the 2nd angle-of-rotation sensor (13) for location measurement of a steering wheel (7) and a control equipment,

The steering gear style which the steering pivot motor (11) which acts on a steering wheel (7) is formed, and is characterized by a control equipment being a control equipment according to claim 13.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

This invention relates to the steering approach list of the car indicated by the superordinate concept of claim 1 at the steering gear style for cars.

[0002]

In power steering, the oil pressure controller of moment exchange or the electromotive steering actuator exists, the moment with which steering of a car is asked for this actuator was reduced, and the load of a driver is mitigated in connection with it. In addition, in the latest power steering, the gear ratio of this moment exchange and/or a steering is dependent on a rate. Under a low rate and the rate which corresponds typically at the time of parking etc., very direct steering by which bigger moment exchange is accompanied is advantageous, and indirect steering with moment exchange slight to transit of a comparatively early rate to it is desirable.

[0003]

In order to raise the transit stability of a car further, the steering gear style adjusted without a transit dynamic characteristics controller depending for the location of a steering wheel on the amounts of control of a request of a driver further is well-known. In this case, a transit dynamic characteristics controller makes an additional steering angle superimpose on the request amounts of control of a driver in a steering column.

[0004]

At such well-known steering gear guard, moment exchange and transit dynamic characteristics control do effect mutually relatively, and this leads to a fault which is described below.

[0005]

- Under a high travel speed, the break in control (this is performed by the steering shaft motor which acts on a steering column through a superposition mold gear) to the location of a steering wheel cannot carry out at the rate of necessary because of slight moment exchange and indirect steering.
- Setting adjustment of the steering feeling transmitted to a driver through moment exchange and a steering wheel cannot be carried out, without doing effect mutually.
- It is very difficult to make the further function accumulate on a steering gear style.

[0006]

The technical problem of this invention is offering the steering approach of a car moment exchange and transit dynamic characteristics control not doing effect of minus mutually. moreover, a car type which is variously different in preparation in the approach by this invention in addition to this -- **** -- it is making-izing possible and also making accumulation of the further function easy.

[0007]

Said technical problem is this invention,

A steering angle is detected,

Said steering angle is changed depending on a car rate,

An amendment steering angle is searched for depending on the transit dynamic characteristics of the car steered,

Said steering angle and amendment steering angle which were changed are made to superimpose on a target steering angle.

The location of a steering wheel is detected,

The angular difference part value between a target steering angle and the location of a steering wheel is formed,

The location of a steering wheel is controlled depending on said angular difference part value,

It is solved so that compensation adjustment of the amendment steering angle in a steering column (1) may be carried out.

[0008]

The advantage of invention

In the case of the approach by this invention, break in control of transit dynamic characteristics is performed by drive control of the steering pivot motor which acts on a steering wheel (operation wheel) rather than is based on drive control of the steering shaft motor which acts on a steering column. Unloading is carried out by transfer of the moment to which it is carried out by it, without operation dynamic characteristics break in control being dependent on motor exchange of a steering actuator, in addition a steering column originates in operation dynamic characteristics break in control by it.

[0009]

The steering shaft motor of the steering gear style which operates according to the approach by this invention is only used only for compensation of location change of the steering wheel resulting from operation dynamic characteristics break in control, therefore steering feeling can be controlled, without being dependent on moment exchange. The steering gear style which operates according to the approach of this invention by this can be easily covered also on a control technical target possible [adaptation-izing]. Furthermore, the safety of a steering gear style can also be raised. It is because the unloading of the steering column can be carried out compared with the conventional power steering with transit dynamic characteristics control. This compensation is not only limited to change of the steering feeling caused by transit dynamic characteristics control, but is applicable to change of the steering feeling under other causes.

[0010]

According to another advantageous example of this invention, the location of a steering wheel is controlled by the 1st position controller which has PD property or cascade structure, or the 1st adaptation-ized position controller, the output signal of said 1st position controller is the target moment which should be transmitted to the pinion of steering gear from a steering pivot motor, this target moment is changed into a target current, and drive control of the steering pivot motor is carried out using this target current. Thereby, high control quality is guaranteed.

[0011]

In addition, it can be accumulated, without the further function applying great cost to the approach by this invention. in this case, the steering gear style which operates according to the approach by this invention -- easy -- **** -- it can maintain-izing.

[0012]

According to still more nearly another advantageous example, it has the characteristic curve which can be adjusted accommodative in the static property curve with the 1st nonlinear position controller, and the control characteristic is further improved by it.

[0013]

According to still more nearly another example of the approach by this invention, the steering angle (ΔH^*) changed is changed into a target yaw rate (ω_{ref}) or target longitudinal direction acceleration (a_y), and an amendment steering angle ($\Delta\Delta H$, Soll) is controlled depending on said target yaw rate (ω_{ref}) or target longitudinal direction acceleration (a_y). Thereby, the transit stability of a car is further raised by control of the location of a steering wheel. The output signal of a yawing controller is an amendment steering angle ($\Delta\Delta H$, Soll), and this can be superimposed on the amount of commands of the 1st position controller, and, in addition to this, is usable also as an amount of commands for compensation of the steering momentum in a steering column.

[0014]

according to another example -- a yawing controller -- PD controller -- or it is a model sequence control machine and the high control characteristic of the quality stabilized by it is acquired.

[0015]

the difference to which according to still more nearly another example of the approach by this invention said amendment steering angle is changed into the amendment moment, and exists between two parts of a steering column -- the value moment measures -- having -- said amendment moment and difference -- the moment from the value moment -- difference -- a value forms -- having -- said amendment steering angle -- the moment -- difference -- it is compensated depending on a value. By control of the hand moment, change of the steering feeling produced from break in control of the transit dynamic characteristics controller to the location of a steering wheel can compensate completely. Therefore, the driver of a car does not perceive this break in control.

[0016]

According to another advantageous example, said amendment steering angle is changed into the amendment moment, this amendment moment is changed into a target amendment current, and the amendment steering angle in a steering wheel is compensated depending on a target amendment current. Thereby, the moment sensor in a steering column is omissible.

[0017]

according to another advantageous example of this invention -- angle of rotation between two parts of a steering column -- difference -- a value measures -- having -- said amendment steering angle and angle of rotation -- difference -- the include angle from a value -- difference -- an amendment steering angle [in / a value is formed and / a steering wheel] -- said include angle -- difference -- it is compensated depending on a value. This becomes possible to use an angle sensor for a steering wheel instead of a moment sensor.

[0018]

the steering angle which according to still more nearly another example of this invention the amount of tracking-steering angle modification was calculated and was changed with this amount of tracking-steering angle modification -- depending -- the target **** moment -- the target moment -- difference -- it is superimposed on a value. Thereby, it becomes possible without the break in in the structure of the approach by this invention to make tracking control accumulate on the approach concerned. It is possible to also make the approach by this invention accumulate the further function in the same way.

[0019]

According to another advantageous example of this invention, the amount of tracking-steering angle modification is calculated, an angular difference part value is formed from the changed steering angle and the amount of tracking-steering angle modification, the changed steering angle is overlapped on a tracking-steering angular variability part value depending on this angular difference part value, and a target steering angle is controlled depending on the target steering angle produced from the result. Thereby, a driver can perceive the break in control by tracking control by change of the moment transmitted to the hand from a steering wheel.

[0020]

Under two change examples of tracking control integration, a driver can perceive this break in control through steering feeling, and the decision of acceptance of this course programmer value is also still more possible for a driver. However, a driver can also still disregard a setup of reception and tracking control for the responsibility over the transit direction of a car.

[0021]

Moreover, the steering wheel with which the technical problem mentioned above has been arranged by this invention at the steering column, The 3rd angle-of-rotation sensor or the 1st moment sensor arranged at steering gear and a steering column, The steering shaft motor which acts on a steering column through a superposition mold gear, In the steering gear style for cars which has a hydraulic or electromotive steering actuator, the 2nd angle-of-rotation sensor for location measurement of a steering wheel, and a control equipment The steering pivot motor which acts on a steering wheel is formed, and the configuration whose control equipment is a control equipment according to claim 11 is solved. Thereby, as for the advantage by this invention, the basis of such a steering gear style is also hung down.

[0022]

The further advantage and the further, further configuration of this invention are explained also in the specification and drawing which are described below.

[0023]

DRAWINGS

The example of the approach by this invention is shown in the drawing, and the following specifications explain this to a detail. In this case

The power-steering system equipped with two steering actuators is roughly shown in drawing 1,

The approach by this invention is shown to drawing 2 by the block circuit diagram,
 The nonlinear adaptation-ized characteristic curve is shown in drawing 3,
 The example of the steering gear ratio depending on a rate is shown in drawing 4,
 The moment exchange depending on the rate by this invention is shown in drawing 5,
 The block circuit diagram of a transit dynamic characteristics controller is shown in drawing 6,
 Drawing 7 a is drawing showing the include-angle compensation adjustment in the steering column through a moment closed loop control,
 Drawing 7 b is drawing showing the include-angle compensation adjustment in the steering column through a moment open loop control,
 Drawing 8 is drawing showing the include-angle compensation adjustment in the steering column through position control,
 Drawing 9 is drawing having shown the 2nd example of alignment adjustment (Spurfuerung).

[0024]

Explanation of an example

The power steering equipped with two steering actuators is shown in drawing 1. The steering wheel 3 currently fixed to the steering column 1 is connected to the steering wheel 7 of a car through steering gear 5. Please understand this "steering wheel" to be what covers the steering handle of all classes in relation with this invention. Substantially, although steering gear 5 are not indicated to be the rack roughly shown among drawing to drawing 1, they consist of a pinion combined with the steering column 1 fixed. In the steering column 1, the 1st angle-of-rotation sensor 9 is formed, and angle-of-rotation ΔR_{itzel} of the pinion of steering gear 5 and the location of the steering wheel 7 accompanying it are measured using this sensor.

[0025]

The electric-type steering pivot motor 11 is used for exchange of the moment in the case of **** of *****. For control of this steering pivot motor 11, the 2nd angle-of-rotation sensor 13 is formed in the upper part part of a steering column 1, and the steering volition of the driver expressed by rotation of a steering wheel 3 is detected with the gestalt of steering angle ΔH by using this sensor. This steering angle ΔH is changed in the desired value formation circuit 15 depending on the rate v of a car. This changed steering angle ΔH^* is the amount of commands of the **** controller 17. Angle-of-rotation ΔR_{itzel} measured by the 1st angle-of-rotation sensor 9 is also inputted into this **** controller 17. Through control voltage U_v , drive control of the steering pivot motor 11 is carried out from the **** controller 17, and **** (operation) movement of a car is supported by it.

[0026]

The superposition mold gear 19 is formed in the steering column 1. This superposition mold gear 19 is usually constituted as an epicyclic gear drive, and is dividing the steering column 1 into two partitions 1a and 1b. Steering angle ΔH measured by the 2nd angle-of-rotation sensor 13 may be overlapped on the further angle of rotation using this superposition mold gear 19. Angle-of-rotation ΔR_{itzel} measured by it by the 1st angle-of-rotation sensor 9 is [stop / *****] always equal to steering angle ΔH .

[0027]

Drive control of the superposition mold gear 19 is carried out by the steering shaft motor 21. This steering shaft motor has the mechanical automatic deceleration gear which is not shown in drawing 1, and has combined it with the superposition mold gear 19 through this gear.

[0028]

the amendment steering angle $\Delta \Delta H$ and Soll to which the steering shaft motor 21 is controlled by the steering controller 23, and the amount of commands was sent out from the desired value formation circuit 15 -- or it is amendment moment ΔM_H and Soll which were computed by the 2nd converter 25 from the amendment steering angle $\Delta \Delta H$ and Soll. the actual value angle of rotation $\Delta \Delta H$ measured by this steering controller 23 by the 3rd angle-of-rotation sensor 27 according to the operation gestalt -- or the difference measured by the 1st moment sensor 29 -- moment ΔM_H is fed back.

[0029]

If based on the configuration of drawing 1, the difference between the moment exchange (this may also contain the active amount of steering break ins by location change of the steering wheel [amounts of control / of a request of a driver] 7 shifted) by the steering pivot motor 11 and compensation adjustment (this is shown in drawing 1 by the framework by the frame 31) of the steering feeling needed by it is clear.

[0030]

The design for the steering control by this invention is expressed with drawing 2 to the detail. Here, the same sign is used for the same component thru/or the same block. This is applied also about other drawings. The block circuit diagram of drawing 2 is packed into two or more blocks 33, 35, 37, and 39, and these explain it to a detail on the following specifications.

[0031]

The desired value formation circuit 15 and the transit dynamic characteristics controller 41 are unified by the block 33. The output signal of the desired value formation circuit 15 is changed steering angle ΔH^* , and this is used as an amount of inputs of the transit dynamic characteristics controller 41. this transit dynamic characteristics controller 41 -- further -- the vehicle speed v and the yaw rate ω -- or the longitudinal direction acceleration a_y of a car is needed. The transit dynamic characteristics controller 41 computes the amendment steering angle $\Delta \Delta H$ and Soll from these amounts of inputs. This amendment steering angle $\Delta \Delta H$ and steering angle [which was changed with Soll] ΔH^* are added in an adder, and amount of commands ΔR_{itzel} of the 1st position controller 43 and Soll are formed.

[0032]

In block 35, the closed loop control of the location of (this also contains the position controller 43) and a steering wheel 7 is performed. The 1st position controller 43 carries out drive control of the steering pivot motor 11 as follows. That is, drive control is carried out so that pinion include-angle ΔR_{itzel} measured by the 1st angle-of-rotation sensor 5 may follow amount of commands ΔR_{itzel} , and Soll. This is needed for a sake making it the target **** moment M_M and Soll which are brought about by the steering pivot motor 11 be the amount of outputs of the 1st position controller 43. The target **** moment M_M and Soll are changed into the target current I_H and Soll through the 2nd converter 45. You may depend for the moment / current conversion required for moment exchange on the structure format of the steering pivot motor 11. For example, in the case of a DC motor, the relation to linearity between a current and the moment becomes. This conversion becomes nonlinear and, in the case of an asynchronous motor, it is dependent on a working point. Therefore, using the so-called control of a field orientation form for this 2nd converter 45 is recommended.

[0033]

The 1st current limiter 47 transforms the target currents I_M and Soll into a suitable electrical potential difference, and drive control of the

steering pivot motor 11 is carried out using this electrical potential difference. The steering pivot motor 11 forms the motor moment MM by it, and is added to the steering moment to which this is brought by steering gear 5. Steering gear 5 consist of drawing 2 as a steering rack. The torsion rod 49 takes into consideration the hand moment MDS of steering gear 5. In addition to this, the tie rod stress FSp acts on steering gear 5 further.

[0034]

In order to make it a driver not take in the break in of the transit dynamic characteristics controller 41 in a steering wheel 3, the compensation controller 51 is formed and the amounts of commands of this compensation controller are the amendment steering angle $\delta\Delta H$ and Soll. Drive control of the steering shaft motor 21 is carried out through the 2nd current limiter 53. This steering shaft motor carries out drive control of the superposition mold gear 19, and the break in control to the amendment steering angle $\delta\Delta H$ and the steering wheel 7 caused by Soll is not perceived by it in a steering wheel 3.

[0035]

As further function of the steering system by this invention, the tracking control section 39 which has the tracking controller 55 is shown. the case of the automatic tracking control (Spurfuerung) of a car compares with steering angle δH^* by which course programmer value δK (this is called for using the video camera turned for example, to the transit way) was changed -- having -- the tracking controller 55 -- using -- the target moment -- difference -- value δMM and Soll are formed and this is added to the target **** moment MM and Soll. the target moment -- difference -- since value δMM and Soll are not taken into consideration by the compensation control block 37 -- a driver -- a steering wheel 3 -- setting -- the target moment of a tracking control section -- difference -- value δMM and Soll are not perceived Therefore, a driver can determine whether to be whether it being continuing tracking control 39 and holding steering of an own request. Thus, a driver can receive steering exchange with the meaning of tracking control, and can obtain the conclusion for the decision of steering which was mentioned above.

[0036]

It is possible to include the further function in the steering system by this invention as well as the transit dynamic characteristics control 41 or tracking control 39. It is also possible to compensate the effect of the steering wheel on this function in that case (this is not recommended in the case of transit dynamic characteristics control for example, is not compensated, or is recommended by tracking control 39).

[0037]

The possible characteristic curve of the 1st position controller 43 is shown in drawing 3. Since it depends for the design of a position controller on the steering pivot motor 11 greatly, detailed explanation here is omitted. The controller which has a digital algorithm based on PD structure, cascade structure, or general adaptation-ized structure fundamentally is suitable. In this case, fundamental consideration is the target moment exchange MM and the formation of Soll which used position control. In order to attain a desirable predetermined exchange property, the controller magnification in which a still more nearly nonlinear static property curve and adaptation adjustment are possible needs to be filled up. The nonlinear static property curve of the position controller 43 is shown by drawing 3.

[0038]

Next, the possible example of steering angle δH^* changed based on drawing 4 is explained. As for the steering gear 5 of a rack-and-pinion type steering, the steering gear ratio is set up also structurally fixed from 17:1 to 15:1. This gear ratio is sensed comfortable [under the average vehicle speed v] for a driver. In the case of operation, to acquire a big tire slitting angle on a small steering square is desired. namely, -- that is, in the case of a low rate, a steering gear ratio is reduced by about 8:1. When a rate is high, a steering gear ratio is expanded to about 20:1. The steering exchange depending on this rate is filled by the configuration shown in drawing 4. The nonlinear relation between changed steering angle δH^* and steering angle δH is shown in drawing 4 depending on the vehicle speed v . In the basis of v_1 with a comparatively low rate, the ratio between δH^* and δH is 1.3, and this ratio is 0.7 in the basis of v_2 with a comparatively high rate. In the rate field between v_1 and v_2 , the ratio of δH^* and δH changes to linearity.

[0039]

Since δH^* is the part of the amount of commands of the 1st position controller 43, drive control of the steering pivot motor 11 is carried out until include-angle δRitzel ****s in amount of commands δRitzel , and Soll. The relation between δRitzel and δH is also nonlinear because of the nonlinear characteristic curve of the desired value formation circuit 15 shown in drawing 4. δH^* is directly supplied to the input side of a compensation control section as amendment steering angle δH and Soll through the transit dynamic characteristics controller 41. Therefore, a driver does not perceive the steering exchange with modification in a steering wheel 3.

[0040]

Moment exchange for which it depended on the rate at coincidence is also realized by the steering gear ratio depending on a rate. The example of implementation of the moment exchange depending on the rate by the combination of the steering gear ratio and MH/MM-characteristic curve depending on a rate is shown in drawing 5. The moment exchange depending on the rate by a series of MH / MM-characteristic curves by the conventional technique is shown in the upper part part of drawing 5. The basis of exchange of the steering gear ratio depending on the rate shown in the lower part part of drawing 5 is also obtained carrying out the deer of the moment exchange depending on this rate. The moment exchange depending on this rate is easily realizable by low cost. Based on the steering gear ratio depending on a rate, as for moment exchange, a steering becomes more direct under a low rate, corresponding [that is,] to a rate, and moment exchange becomes larger than the case of a high rate.

[0041]

The transit dynamic characteristics controller 41 is shown more in the detail at drawing 6. This transit dynamic characteristics controller 41 consists of a criteria model 59. This criteria model computes criteria yaw rate ω_{ref} by leaving steering angle δH^* and the vehicle speed v which were changed. In this case, the momentum of a steering is also taken into consideration also for the steering gear ratio depending on a rate. The difference with the yaw rate ω measured from the car yaw rate sensor which is not indicated to be criteria yaw rate ω_{ref} to drawing is the amount of commands of the yawing controller 61. The yawing controller 61 calculates the amendment steering angle $\delta\Delta H$ and Soll from the result. This is inputted into the amount of commands of the 1st position controller 43, and the compensation control section 37 so that clearly also from drawing 2.

[0042]

Steering angle δH^* changed depending on the rate is adaptation-ized as follows using the yawing controller 61. That is, it is adaptation-ized so that a desired car yawing property may be maintained. The criteria model 59 is used for setting up a desired yawing property with the gestalt of target yaw rate ω_{ref} . A yawing controller may be a PID-control machine of the normal mode, and may be a rigid high

model sequence control machine.

[0043]

The longitudinal direction acceleration a_y may be used for transit dynamic characteristics control in alternative to the yaw rate ω .

[0044]

The desired value formation by this invention to moment exchange of a position control form is very advantageous. It is because "moment exchange of an adjustable rate dependency" and the demand of "transit dynamic characteristics control" can be filled mutually. This is obtained from the break in control of transit dynamic characteristics especially given to a target usually under the comparatively high rate of drawing 5. Moment exchange becomes usually small there. However, it is also possible for the basis of a comparatively high rate to also raise moment exchange to the basis of the meaning of transit dynamic characteristics break in control by superposition of the amendment steering angle $\delta_{\Delta H}$ and Soll. It is avoided by it that position control and transit dynamic characteristics control operate relatively like the conventional technique.

[0045]

Depending on superposition of the amendment steering angle $\delta_{\Delta H}$ to the amount of commands of the 1st position controller 43, and Soll, change of steering feeling is also produced in coincidence. This is transmitted to a driver with the gestalt of the difference of the steering angle through the steering column 1 in a steering wheel 3. the case where change of steering feeling should be avoided -- a steering angle -- difference must be compensated as mentioned above.

[0046]

The amendment steering angle $\delta_{\Delta H}$ in a steering wheel 3 and the 1st example of compensation adjustment of Soll are shown to drawing 7 a by the block circuit diagram. The amount $\delta_{\Delta H}$ of inputs of the compensation control section 37 and Soll are changed into amendment moment δ_{MH} and Soll by the simulation of the closed loop control of the position control section 35, the steering pivot motor 11, and steering gear 5. This conversion is performed by the 2nd position controller 63 and steering model 65 which **** in the 1st position controller 43. the difference by which target amendment steering moment δ_{MH} and Soll were measured in the superposition mold gear 19 -- the amount of inputs of the compensation controller 51 is formed with moment δ_{MH} . Through the 2nd current limiter 53, drive control of the steering shaft motor 21 is carried out, and the superposition mold gear 19 superimposes the amendment steering angle $\delta_{\Delta H}$ on upper part partition 1a of a steering column 1. by it. A driver does not perceive the break in of the transit dynamic characteristics controller 41 in a steering wheel 3.

[0047]

The idea of this operation gestalt is based on the ability of the compensation adjustment of it for the steering feeling (for this to be produced from target amendment moment δ_{MH} and Soll) caused by transit dynamic characteristics break in control to compute from the amendment steering angle $\delta_{\Delta H}$ and Soll, and to be carried out.

[0048]

The 2nd operation gestalt of include-angle compensation adjustment is shown in drawing 7 b. Here, the moment open loop control is proposed instead of the moment closed loop control. Therefore, the torque sensor of the superposition mold gear 19 is excluded. The 3rd converter 71 is used instead of the compensation controller 51, and this has changed target amendment steering moment δ_{MH} and Soll into target amendment current δ_{IH} and Soll.

[0049]

The 3rd example of include-angle compensation adjustment is shown in drawing 8. The compensation controller 51 consists of this operation gestalt as a position controller. angle of rotation by which the amendment steering angle $\delta_{\Delta H}$ and Soll were measured in the superposition mold gear 19 -- difference -- it is compared with a value $\delta_{\Delta H}$ and drive control is carried out as follows through the 2nd current repeater 53 of the steering angle motor 21. That is, it is controlled so that change of the steering feeling in a steering wheel 3 is negated.

[0050]

Although compensation of change of this steering feeling has been explained until now based on the break in control to the steering wheel position by the transit dynamic characteristics controller 41, the further effect sensed obstructive for a driver can also be eliminated by compensation adjustment by the closed loop control thru/or open loop control explained based on drawing 7 and drawing 8.

[0051]

The 2nd example for integration to the actuation system by this invention of tracking control is shown in drawing 9. Unlike the example by drawing 2, the output signal of the tracking control section 55 is added to steering angular variability part value $\delta_{\Delta H}^*$ and changed steering angle δ_{H}^* rather than is added to the target **** moment MM and Soll, and is supplied to the transit dynamic characteristics controller 41 as target steering angle δ_{H}^* and Soll here. This transit dynamic characteristics controller 41 sends out the amendment steering angle $\delta_{\Delta H}$, Soll, and target pinion include-angle δ_{Ritzel} and Soll as an amount of outputs. This target pinion include-angle δ_{Ritzel} and Soll are expressed as an amount of inputs of the position controller 43 with measured pinion include-angle δ_{Ritzel} .

[0052]

The steering approach of the steering system by this invention and the car by this invention is applicable also to the steering system equipped with the electronic oil pressure controlling expression moment exchange device, and a steering system [a steering BAIWAIA mold steering system list] without the superposition mold gear 19.

[0053]

The description indicated by all drawings, the specification, and the claim is equipped with sufficient invention nature also in the combination also individually or between arbitration.

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1]

It is drawing having shown roughly the power-steering system equipped with two steering actuators.

[Drawing 2]

It is drawing having shown the approach by this invention in block circuit.

[Drawing 3]

It is drawing having shown the nonlinear adaptation-ized characteristic curve.

[Drawing 4]

It is drawing having shown the example of the steering gear ratio depending on a rate.

[Drawing 5]

It is drawing having shown the moment exchange depending on the rate by this invention.

[Drawing 6]

It is drawing having shown the transit dynamic characteristics controller with the block circuit diagram.

[Drawing 7 a]

It is drawing showing the include-angle compensation adjustment in the steering column through a moment closed loop control.

[Drawing 7 b]

It is drawing showing the include-angle compensation adjustment in the steering column through a moment open loop control.

[Drawing 8]

It is drawing showing the include-angle compensation adjustment in the steering column through position control.

[Drawing 9]

Drawing 9 is drawing having shown the 2nd example of tracking control.

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公表特許公報 (A)

(11) 特許出願公表番号

特表2004-502587

(P2004-502587A)

(43) 公表日 平成16年1月29日 (2004.1.29)

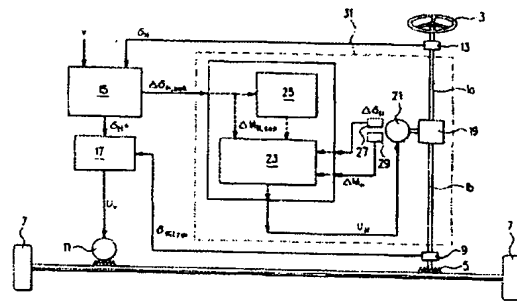
(51) Int. Cl. ⁷	F I	テーマコード (参考)
B 62 D 6/00	B 62 D 6/00 Z Y W	3 D 0 3 2
// B 62 D 101:00	B 62 D 101:00	
B 62 D 111:00	B 62 D 111:00	
B 62 D 113:00	B 62 D 113:00	
B 62 D 137:00	B 62 D 137:00	
審査請求 未請求 予備審査請求 未請求 (全 46 頁)		

(21) 出願番号	特願2002-507660 (P2002-507660)	(71) 出願人	390023711
(86) (22) 出願日	平成13年7月3日 (2001.7.3)		ローベルト ボツシュ ゲゼルシャフト
(85) 翻訳文提出日	平成14年3月4日 (2002.3.4)		ミット ベシュレンクテル ハフツング
(86) 国際出願番号	PCT/DE2001/002396		ROBERT BOSCH GMBH
(87) 国際公開番号	W02002/002389		ドイツ連邦共和国 シュツツガルト (
(87) 国際公開日	平成14年1月10日 (2002.1.10)		番地なし)
(31) 優先権主張番号	100 32 340.5		Stuttgart, Germany
(32) 優先日	平成12年7月4日 (2000.7.4)	(71) 出願人	500396654
(33) 優先権主張国	ドイツ (DE)		ツェットエフ、レンクシステム、ゲゼルシ
(81) 指定国	EP (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), JP, US		ャフト、ミット、ベシュレンクテル、ハフ
			ツング
			ZF LENKSYSTEME GMBH
			ドイツ・D-73527・シュベビシュ・
			グミュント・リヒャルト・ブリンガー・シ
			ュトラーセ・77
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 パワーステアリングを備えた車両の操舵方法

(57) 【要約】

本発明では、ドライバの所望の操舵に対する可変のモーメント支援と、走行動特性制御器によってトリガされる転舵輪の位置への介入制御が相対的な妨害なしで実現できる、車両の操舵方法及び操舵システムが提案されている。その他にもさらなる付加的機能、例えば車両のトラッキング制御が簡単にかつ選択的にステアリングホイールにおけるステアリング感覚の補償を伴って（もしくは伴わないで）本発明による方法ないしは本発明による操舵システムに集積される。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両の操舵方法において、
 操舵角 (δ_H) を検出し、
 前記操舵角を車両速度に依存して変更し (δ_{H*})、
 操舵される車両の走行動特性に依存して補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}}$) を求め、
 前記変更された操舵角 (δ_{H*}) と補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}}$) を目標転舵角 ($\delta_{Ritzoil, \text{soil}}$) に重畳させ、
 転舵輪の位置 ($\delta_{Ritzoil}$) を検出し、
 目標転舵角と転舵輪 (7) の位置の間の角度差分値 ($\delta_{Ritzoil, \text{soil}} - \delta_{Ritzoil}$) を形成し、
 転舵輪 (7) の位置を前記角度差分値 ($\delta_{Ritzoil, \text{soil}} - \delta_{Ritzoil}$) に
 依存して制御し、
 ステアリングコラム (1) における補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}}$) を補償調整するよう
 にしたことを特徴とする方法。

【請求項 2】

転舵輪 (7) の位置を、PD特性またはカスケード構造を有する第1のポジション制御器
 (43)、または適応化された第1のポジション制御器 (43) によって制御し、前記第
 1のポジション制御器 (43) の出力信号は、転舵軸モータ (11) からステアリングギ
 ア (5) のピニオンに伝達すべき目標モーメント ($M_{s, \text{oil}}$) であり、該目標モーメン
 ト ($M_{s, \text{oil}}$) を、目標電流 ($I_{s, \text{oil}}$) に変換し、該目標電流 ($I_{s, \text{oil}}$) を用
 いて転舵軸モータ (11) を駆動制御する、請求項1記載の方法。

【請求項 3】

前記第1のポジション制御器 (43) は、非線形の静的特性曲線または適応的に調整可能
 な特性曲線を有している、請求項2記載の方法。

【請求項 4】

変更される操舵角 (δ_{H*}) を、目標ヨーレート ($\omega_{r, \text{f}}$) または目標横方向加速度 (a_y) に変換し、補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}}$) を前記目標ヨーレート ($\omega_{r, \text{f}}$) ま
 たは目標横方向加速度 (a_y) に依存して制御する、請求項1から3いずれか1項記載の
 方法。

【請求項 5】

ヨーイング制御器 (61) はPID制御器またはモデルシーケンス制御器である、請求項
 4記載の方法。

【請求項 6】

前記補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}}$) を、補正モーメント ($\Delta M_{H, \text{soil}}$) に変換し
 、ステアリングコラム (1) の2つの部分 (1a, 1b) の間に存在する差分値モーメン
 ト (ΔM_H) を測定し、前記補正モーメント ($\Delta M_{H, \text{soil}}$) と差分値モーメント (ΔM_H) からモーメント差分値を形成し、前記補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}}$) をモー
 メント差分値 ($\Delta M_{H, \text{soil}} - \Delta M_H$) に依存して補償する、請求項1から5いずれか
 1項記載の方法。

【請求項 7】

前記補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}}$) を、補正モーメント ($\Delta M_{H, \text{soil}}$) に変換し
 、該補正モーメント ($\Delta M_{H, \text{soil}}$) を目標補正電流 ($\Delta I_{H, \text{soil}}$) に変換し
 、ステアリングホイール (3) における補正操舵角 ($\delta_{H, \text{soil}}$) を目標補正電流 ($\Delta I_{H, \text{soil}}$) に依存して補償する、請求項4または5記載の方法。

【請求項 8】

ステアリングコラム (1) の2つの部分 (1a, 1b) の間の回転角度差分値 ($\Delta\delta_{H, \text{rot}}$) を測定し、前記補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}}$) と回転角度差分値 ($\Delta\delta_{H, \text{rot}}$) から角度差分値を形成し、ステアリングホイール (3) における補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}}$) を前記角度差分値 ($\Delta\delta_{H, \text{soil}} - \Delta\delta_{H, \text{rot}}$) に依存して補償

10

20

30

40

50

する、請求項4または5記載の方法。

【請求項9】

トラッキング操舵角変更量 (δ_K) を求め、該トラッキング操舵角変更量 (δ_K) と変更された操舵角 (δ_{H*}) に依存して目標転舵モーメント ($M_{M, s. i. i.}$) に目標モーメント差分値 ($\Delta M_{M, s. i. i.}$) を重畳する、請求項1から8いずれか1項記載の方法。

【請求項10】

トラッキング操舵角変更量 (δ_K) を求め、変更された操舵角 (δ_{H*}) とトラッキング操舵角変更量 (δ_K) から角度差分値を形成し、該角度差分値 ($\delta_{H*} - \delta_K$) に依存して、変更された操舵角 (δ_{H*}) にトラッキング操舵角差分値 ($\Delta \delta_{H*}$) を重畳させ、その結果から生じた目標操舵角 ($\delta_{H*, s. i. i.}$) に依存して目標転舵角 ($\delta_{R, i. t. s. i. i. s. o. i. i.}$) を制御する、請求項1から8いずれか1項記載の方法。

【請求項11】

請求項1から10いずれか1項に記載の方法を実施するのに適している、コンピュータプログラム。

【請求項12】

記憶媒体に記憶されている、請求項11記載のコンピュータプログラム。

【請求項13】

請求項1から10いずれか1項に記載の方法に従って動作することを特徴とする、車両の操舵機構を制御するための制御機器。

【請求項14】

ステアリングコラム(1)に配置されたステアリングホイール(3)と、ステアリングギア(5)とステアリングコラム(1)に配置された第3の回転角度センサ(27)または第1のモーメントセンサ(29)と、重畳型伝動装置(19)を介してステアリングコラム(1)に作用する操舵軸モータ(21)と、油圧式または電動式のステアリングアクチュエータと、転舵輪(7)の位置測定のための第2の回転角度センサ(13)と、制御機器とを有している車両用の操舵機構において、転舵輪(7)に作用する転舵軸モータ(11)が設けられており、制御機器が請求項13に記載の制御機器であることを特徴とする操舵機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

本発明は請求項1の上位概念に記載された車両の操舵方法並びに車両用操舵機構に関する。

【0002】

パワーステアリングにおいてはモーメント支援の油圧式または電動式ステアリングアクチュエータが存在しており、このアクチュエータが車両の操舵に求められるモーメントを低減させ、それに伴ってドライバの負荷を軽減している。その他にも最近のパワーステアリングでは、このモーメント支援および/またはステアリングのギア比が速度に依存している。低い速度、典型的には駐車時などに相当する速度のもとでは、より大きなモーメント支援の伴う非常に直接的な操舵が有利であり、それに対して比較的早い速度の走行では、モーメント支援が僅かである間接的な操舵が望ましい。

【0003】

車両の走行安定性をさらに高めるために、さらに走行動特性制御器が、転舵輪の位置をドライバの所望の操舵量に依存することなく調整する操舵機構が公知である。この場合には走行動特性制御器がドライバの所望操舵量に付加的な操舵角をステアリングコラムにおいて重畳させる。

【0004】

このような公知の操舵機構では、モーメント支援と走行動特性制御が相対的に影響を及ぼし合っており、このことは以下に述べるような欠点につながる。

【0005】

10

20

30

40

50

ー高い走行速度のもとでは僅かなモーメント支援と間接的な操舵のために転舵輪の位置への介入制御（これは重畳型伝動装置を介してステアリングコラムに作用する操舵軸モータによって行われる）が所要の速度で行えない

ーモーメント支援とステアリングホイールを介してドライバに伝達されるステアリング感覚を相互に影響を及ぼし合うことなく設定調整することができない

ーさらなる機能を操舵機構に集積させることが非常に困難である。

【0006】

本発明の課題は、モーメント支援と走行動特性制御が互いにマイナスの影響を及ぼすことのない、車両の操舵方法を提供することである。またその他に本発明による方法を用意に種々異なる車両タイプに適応化可能にさせ、さらなる機能の集積も容易にさせることである。 10

【0007】

前記課題は本発明により、

操舵角を検出し、

前記操舵角を車両速度に依存して変更し、

操舵される車両の走行動特性に依存して補正操舵角を求め、

前記変更された操舵角と補正操舵角を目標転舵角に重畳させ、

転舵輪の位置を検出し、

目標転舵角と転舵輪の位置の間の角度差分値を形成し、

転舵輪の位置を前記角度差分値に依存して制御し、 20

ステアリングコラム（1）における補正操舵角を補償調整するように解決される。

【0008】

発明の利点

本発明による方法の場合では、走行動特性の介入制御が、ステアリングコラムに作用する操舵軸モータの駆動制御によるのではなく、転舵輪（操行車輪）に作用する転舵軸モータの駆動制御によって行われている。それによって、操行動特性介入制御がステアリングアクチュエータのモータ支援に依存することなく行われ、その他にもステアリングコラムが操行動特性介入制御に起因するモーメントの伝達によって負荷軽減される。

【0009】

本発明による方法に従って動作する操舵機構の操舵軸モータは、操行動特性介入制御に起因する転舵輪の位置変化の補償のみに用いられるだけであり、そのためステアリング感覚は、モーメント支援に依存することなく制御できる。これによって本発明の方法に従って動作する操舵機構は、容易に適応化が可能であり、また制御技術的にも容易に網羅することが可能である。さらに操舵機構の安全性も高めることができる。なぜならステアリングコラムが従来の走行動特性制御付きパワーステアリングに比べて負荷軽減できるからである。この補償は、走行動特性制御によって引き起こされたステアリング感覚の変化に限定されるだけでなく、その他の原因のもとでのステアリング感覚の変化に対しても適用可能である。 30

【0010】

本発明の別の有利な実施例によれば、転舵輪の位置が、PD特性またはカスケード構造を有する第1のポジション制御器、または適応化された第1のポジション制御器によって制御され、前記第1のポジション制御器の出力信号は、転舵軸モータからステアリングギアのピニオンに伝達すべき目標モーメントであり、該目標モーメントが、目標電流に変換され、該目標電流を用いて転舵軸モータが駆動制御される。それにより、高い制御品質が保証される。 40

【0011】

その他にも本発明による方法にはさらなる機能が多大なコストをかけることなく集積可能である。この場合本発明による方法に従って動作する操舵機構は容易に適応化可能のまま維持できる。

【0012】

さらに別の有利な実施例によれば、第1のポジション制御器が非線形の静的特性曲線が適応的に調整可能な特性曲線を有しており、それによって制御特性がさらに改善される。

【0013】

本発明による方法のさらに別の実施例によれば、変更される操舵角 (δ_{H*}) が、目標ヨーレート ($\omega_{r, s, i}$) または目標横方向加速度 (a_y) に変換され、補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, s, i}$) が前記目標ヨーレート ($\omega_{r, s, i}$) または目標横方向加速度 (a_y) に依存して制御される。それにより車両の走行安定性が転舵輪の位置の制御によってさらに高められる。ヨーイング制御器の出力信号は、補正操舵角 ($\Delta\delta_{H, s, i}$) であり、これは第1のポジション制御器の指令量に重畳可能であり、またその他にもステアリングコラムにおける操舵運動量の補償のための指令量としても使用可能である。

10

【0014】

別の実施例によれば、ヨーイング制御器は、PD制御器かまたはモデルシーケンス制御器であり、それによって安定した品質の高い制御特性が得られる。

【0015】

本発明による方法のさらに別の実施例によれば、前記補正操舵角が、補正モーメントに変換され、ステアリングコラムの2つの部分の間に存在する差分値モーメントが測定され、前記補正モーメントと差分値モーメントからモーメント差分値が形成され、前記補正操舵角がモーメント差分値に依存して補償される。ハンドモーメントの制御によって、転舵輪の位置への走行特性制御器の介入制御から生じるステアリング感覚の変化が完全に補償できる。そのため車両のドライバがこの介入制御を知覚することはない。

20

【0016】

別の有利な実施例によれば、前記補正操舵角が、補正モーメントに変換され、該補正モーメントが目標補正電流に変換され、ステアリングホイールにおける補正操舵角は目標補正電流に依存して補償される。それにより、ステアリングコラムにおけるモーメントセンサを省略できる。

【0017】

本発明の別の有利な実施例によれば、ステアリングコラムの2つの部分の間の回転角度差分値が測定され、前記補正操舵角と回転角度差分値から角度差分値を形成し、ステアリングホイールにおける補正操舵角が前記角度差分値に依存して補償される。それにより、モーメントセンサの代わりに角度センサをステアリングホイールに用いることが可能となる。

30

【0018】

本発明のさらに別の実施例によれば、トラッキング操舵角変更量が求められ、該トラッキング操舵角変更量と変更された操舵角に依存して目標転舵モーメントに目標モーメント差分値が重畳される。これにより、本発明による方法の構造への介入なしで、トラッキング制御を当該方法へ集積させることが可能となる。同じようなやり方でさらなる機能を本発明による方法に集積させることも可能である。

【0019】

本発明の別の有利な実施例によれば、トラッキング操舵角変更量が求められ、変更された操舵角とトラッキング操舵角変更量から角度差分値が形成され、該角度差分値に依存して、変更された操舵角にトラッキング操舵角差分値が重畳され、その結果から生じた目標操舵角に依存して目標転舵角が制御される。それにより、ドライバはステアリングホイールからその手に伝達されるモーメントの変化によってトラッキング制御による介入制御を知覚できる。

40

【0020】

トラッキング制御集積化の2つの変化実施例のもとでは、ドライバはこの介入制御をステアリング感覚を介して知覚でき、さらにドライバはこのコース設定値の受け入れの決定も可能である。しかしながらドライバは車両の走行方向に対する応答性を依然として受け取り、トラッキング制御の設定を無視することもできる。

【0021】

50

また前述した課題は本発明により、ステアリングコラムに配置されたステアリングホイールと、ステアリングギアとステアリングコラムに配置された第3の回転角度センサまたは第1のモーメントセンサと、重畳型伝動装置を介してステアリングコラムに作用する操舵軸モータと、油圧式または電動式のステアリングアクチュエータと、転舵輪の位置測定のための第2の回転角度センサと、制御機器とを有している車両用の操舵機構において、転舵輪に作用する転舵軸モータが設けられており、制御機器が請求項11に記載の制御機器である構成によって解決される。それにより、本発明による利点はこのような操舵機構のもとでもたらされる。

【0022】

本発明のさらなる利点とさらなる構成は、以下に述べる明細書と図面においても説明される。 10

【0023】

図面

図面には本発明による方法の実施例が示されており、これは以下の明細書で詳細に説明する。この場合、

図1には、2つのステアリングアクチュエータを備えたパワーステアリングシステムが概略的に示されており、

図2には、本発明による方法がブロック回路図で示されており、

図3には、非線形的な適応化特性曲線が示されており、

図4には、速度に依存したステアリングギア比の例が示されており、 20

図5には、本発明による速度に依存したモーメント支援が示されており、

図6には、走行特性制御器のブロック回路図が示されており、

図7aは、モーメント閉ループ制御を介したステアリングコラムにおける角度補償調整を表した図であり、

図7bは、モーメント開ループ制御を介したステアリングコラムにおける角度補償調整を表した図であり、

図8は、位置制御を介したステアリングコラムにおける角度補償調整を表した図であり、

図9はアライメント調整 (S p u r f u e r u n g) の第2実施例を示した図である。

【0024】

実施例の説明 30

図1には、2つのステアリングアクチュエータを備えたパワーステアリング機構が示されている。ステアリングコラム1に固定されているステアリングホイール3は、ステアリングギア5を介して車両の転舵輪7に接続されている。本発明との関係においてこの“ステアリングホイール”とは、全ての種類の操舵ハンドルを網羅するものと理解されたい。ステアリングギア5は実質的に、図中概略的に示されているラックと、図1には示されていないがステアリングコラム1と固定的に結合されたピニオンからなっている。ステアリングコラム1には、第1の回転角度センサ9が設けられており、このセンサを用いてステアリングギア5のピニオンの回転角度 $\delta_{R i t z . . .}$ と、それに伴った転舵輪7の位置が測定される。

【0025】

電気式転舵軸モータ11は、は車両の転舵の際のモーメントの支援に用いられる。この転舵軸モータ11の制御のために、ステアリングコラム1の上方部分には第2の回転角度センサ13が設けられており、このセンサを用いることによってステアリングホイール3の回転によって表されるドライバの操舵意志が操舵角 δ_H の形態で検出される。この操舵角 δ_H は、目標値形成回路15において車両の速度 v に依存して変更される。この変更された操舵角 δ_{H*} は転舵制御器17の指令量である。この転舵制御器17には、第1の回転角度センサ9によって測定された回転角度 $\delta_{R i t z . . .}$ も入力されている。制御電圧 U を介して転舵軸モータ11は、転舵制御器17から駆動制御され、それによって車両の転舵 (操行) 運動が支援される。 40

【0026】

ステアリングコラム 1 には、重畳型伝動装置 19 が設けられている。この重畳型伝動装置 19 は、通常は遊星歯車装置として構成されており、ステアリングコラム 1 を 2 つの区分 1 a と 1 b に分割している。第 2 の回転角度センサ 13 によって測定された操舵角 δ_H には、この重畳型伝動装置 19 を用いてさらなる回転角度が重畳されてもよい。それによって第 1 の回転角度センサ 9 によって測定された回転角度 $\delta_{R i t z . 1}$ は常に操舵角 δ_H に等しいわけではなくなる。

【0027】

重畳型伝動装置 19 は、操舵軸モータ 21 によって駆動制御される。この操舵軸モータは図 1 には示されていない機械的な自動減速ギアを有しておりこのギアを介して重畳型伝動装置 19 に結合している。

10

【0028】

操舵軸モータ 21 は操舵制御器 23 によって制御されており、その指令量は、目標値形成回路 15 から送出された補正操舵角 $\Delta \delta_{H . s . 11}$ かまたは第 2 の変換器 25 によって補正操舵角 $\Delta \delta_{H . s . 11}$ から算出された補正モーメント $\Delta M_{H . s . 11}$ である。この操舵制御器 23 には実施形態に応じて、第 3 の回転角度センサ 27 によって測定された実際値回転角度 $\Delta \delta_H$ かまたは第 1 のモーメントセンサ 29 によって測定された差分モーメント ΔM_H がフィードバックされる。

【0029】

図 1 の構成に基づけば、転舵軸モータ 11 によるモーメント支援（これはドライバの所望の操舵量からずれた転舵輪 7 の位置変化によるアクティブな操舵介入量をも含み得る）と、それによって必要とされる操舵フィーリングの補償調整（これは図 1 中にフレーム 31 による枠組みで示されている）との間の相違が明らかである。

20

【0030】

図 2 には、本発明による操舵制御の構想が詳細に表されている。ここでは同じ構成部分ないしブロックには同じ符号が用いられている。このことはその他の図面についても当てはまる。図 2 のブロック回路図は、複数のブロック 33, 35, 37, 39 にまとめられており、これらは以下の明細書で詳細に説明する。

【0031】

ブロック 33 には、目標値形成回路 15 と走行動特性制御器 41 が統合されている。目標値形成回路 15 の出力信号は、変更された操舵角 δ_{H*} であり、これは走行動特性制御器 41 の入力量として用いられる。この走行動特性制御器 41 は、さらに車速 v とヨーレート ω かもしくは車両の横方向加速度 a_y を必要とする。これらの入力量から走行動特性制御器 41 は、補正操舵角 $\Delta \delta_{H . s . 11}$ を算出する。この補正操舵角 $\Delta \delta_{H . s . 11}$ と変更された操舵角 δ_{H*} は加算器において加算され第 1 のポジション制御器 43 の指令量 $\delta_{R i t z . 1 . s . 11}$ が形成される。

30

【0032】

ブロック 35 では（これはポジション制御器 43 も含む）、転舵輪 7 の位置の閉ループ制御が行われる。第 1 のポジション制御器 43 は転舵軸モータ 11 を次のように駆動制御する。すなわち第 1 の回転角度センサ 5 によって測定されたピニオン角度 $\delta_{R i t z . 1}$ が指令量 $\delta_{R i t z . 1 . s . 11}$ に追従するように駆動制御する。このことは、転舵軸モータ 11 によってもたらされる目標転舵モーメント $M_{M . s . 11}$ が第 1 のポジション制御器 43 の出力量であるようにするために必要とされる。第 2 の変換器 45 を介して目標転舵モーメント $M_{M . s . 11}$ は目標電流 $I_{H . s . 11}$ に変換される。モーメント支援のために必要なモーメント／電流変換は、転舵軸モータ 11 の構造形式に依存してもよい。例えば直流モータのケースでは、電流とモーメントの関係が線形となる。非同期モータの場合では、この変換が非線形となり作動点に依存する。そのためいわゆるフィールド指向形の制御をこの第 2 の変換器 45 に用いることが推奨される。

40

【0033】

第 1 の電流制御器 47 は、目標電流 $I_{M . s . 11}$ を相応の電圧に変換し、この電圧を用いて転舵軸モータ 11 が駆動制御される。転舵軸モータ 11 はそれによってモータモー

50

ント M_M を形成し、これがステアリングギア5によってもたらされるステアリングモーメントに加算される。図2では、ステアリングギア5はステアリングラックとして構成されている。トーションロッド49はステアリングギア5のハンドモーメント M_{D_s} を考慮する。ステアリングギア5にはその他にさらにタイロッド応力 F_{s_p} が作用する。

【0034】

ドライバがステアリングホイール3において走行動特性制御器41の介入を感じ取らないようにするために、補償制御器51が設けられており、この補償制御器の指令量は、補正操舵角 $\Delta\delta_{H, s, i, i}$ である。第2の電流制御器53を介して操舵軸モータ21は駆動制御される。この操舵軸モータは重畳型伝動装置19を駆動制御し、それによって補正操舵角 $\Delta\delta_{H, s, i, i}$ により引き起こされる転舵輪7への介入制御は、ステアリングホイール3においては知覚されない。

【0035】

本発明による操舵システムのさらなる機能として、トラッキング制御器55を有するトラッキング制御部39が示されている。車両の自動トラッキング制御(Spurfuering)のケースでは、コース設定値 δ_K (これは例えば走行路に向けられたビデオカメラを用いて求められる)が変更された操舵角 δ_{H*} と比較され、トラッキング制御器55を用いて目標モーメント差分値 $\Delta M_{M, s, i, i}$ が形成され、これが目標転舵モーメント $M_{M, s, i, i}$ に加算される。目標モーメント差分値 $\Delta M_{M, s, i, i}$ は補償制御ブロック37では考慮されないの、ドライバはステアリングホイール3においてトラッキング制御部の目標モーメント差分値 $\Delta M_{M, s, i, i}$ を知覚することはない。そのためドライバは、トラッキング制御39を続けるのかどうかや、自身の所望の操舵を保持するのか否かを決定することができる。このようにしてドライバは、トラッキング制御の趣旨で操舵支援を受けることができ、前述したような操舵の決定のための結論を得ることができる。

【0036】

走行動特性制御41やトラッキング制御39と同じように、さらなる機能を本発明による操舵システムに組み入れることも可能である。その際には、この機能のステアリングホイールへの影響を補償することも可能である(これは例えば走行動特性制御のケースでは推奨されたり補償されなかったり、あるいはトラッキング制御39では推奨されたりする)。

【0037】

図3には、第1のポジション制御器43の可能な特性曲線が示されている。ポジション制御器の設計は、転舵軸モータ11に大きく依存しているのでここでの詳細な説明は省く。基本的にはPD構造、カスケード構造または一般的な適応化構造に基づいたデジタルのアルゴリズムを有する制御器が適している。この場合基本的な考察は、ポジション制御を用いた目標モーメント支援 $M_{M, s, i, i}$ の形成である。所定の望ましい支援特性を達成するためには、さらに非線形の静的特性曲線や適応調整可能な制御器増幅の補填が必要である。図3ではポジション制御器43の非線形の静的特性曲線が示されている。

【0038】

次に図4に基づいて変更される操舵角 δ_{H*} の可能な実施例を説明する。ラック&ピニオン式ステアリングのステアリングギア5は、ステアリングギア比が構造的にも17:1から15:1に固定的に設定されている。このギア比は、ドライバにとって平均車速 v のもとで快適に感じられるものである。操縦の際には、小さな操舵角で大きなタイヤ切り込み角が得られることがのぞまれる。すなわちすなわちステアリングギア比は、低い速度の場合には、約8:1に縮小される。速度が高い場合には、ステアリングギア比は、約20:1まで拡大される。この速度に依存した操舵支援は、図4に示された構成によって満たされる。図4には、変更された操舵角 δ_{H*} と操舵角 δ_H の間の非線形な関係が車速 v に依存して示されている。速度が比較的低い v_1 のもとでは、 δ_{H*} と δ_H の間の比は、1.3であり、速度が比較的高い v_2 のもとではこの比は0.7である。 v_1 と v_2 の間の速度領域においては δ_{H*} と δ_H の比が線形に変化する。

【0039】

δ_{H*} は第1のポジション制御器43の指令量の部分であるので、転舵軸モータ11は、角度 δ_{Ritzo1} が指令量 $\delta_{Ritzo1, s011}$ に相應するまでの間駆動制御される。図4に示されている目標値形成回路15の非線形特性曲線のために δ_{Ritzo1} と δ_H の関係も非線形である。走行動特性制御器41を介して δ_{H*} は補正操舵角 $\delta_{H, s011}$ として直接、補償制御部の入力側に供給される。そのためドライバはステアリングホイール3において、変更のあった操舵支援を知覚することはない。

【0040】

速度に依存したステアリングギア比によって、同時に速度に依存したモーメント支援も実現される。図5には、速度に依存したステアリングギア比と M_H/M_M -特性曲線との組み合わせによる速度に依存したモーメント支援の実現例が示されている。図5の上方部分には、従来技法による一連の M_H/M_M -特性曲線による速度に依存したモーメント支援が示されている。この速度に依存したモーメント支援は、しかしながら図5の下方部分に示されている速度に依存したステアリングギア比の支援のもとでも得られる。この速度に依存したモーメント支援は、簡単にかつ低コストで実現できる。速度に依存したステアリングギア比に基づいて、モーメント支援は速度に応じて、つまり低い速度のもとではステアリングがよりダイレクトになり、モーメント支援は、高い速度の場合よりも大きくなる。

【0041】

図6には、走行動特性制御器41がより詳細に示されている。この走行動特性制御器41は、基準モデル59からなっている。この基準モデルは、変更された操舵角 δ_{H*} と車速 v から出発して基準ヨーレート ω_{r0} を算出する。この場合は速度に依存したステアリングギア比もステアリングの運動量も考慮される。基準ヨーレート ω_{r0} と、図には示されていない車両ヨーレートセンサから測定されたヨーレート ω との差分は、ヨーイング制御器61の指令量である。その結果からヨーイング制御器61は、補正操舵角 $\Delta\delta_{H, s011}$ を求める。これは図2からも明らかなように、第1のポジション制御器43の指令量にも補償制御部37にも入力される。

【0042】

速度に依存して変更された操舵角 δ_{H*} は、ヨーイング制御器61を用いて次のように適応化される。すなわち所望の車両ヨーイング特性が維持されるように適応化される。基準モデル59は、所望のヨーイング特性を目標ヨーレート ω_{r0} の形態で設定するのに用いられる。ヨーイング制御器は、標準型のPID制御器であってもよいし、剛性の高いモデルシーケンス制御器であってもよい。

【0043】

ヨーレート ω に対して代替的に横方向加速度 a_y が走行動特性制御に用いられてもよい。

【0044】

ポジション制御形のモーメント支援に対する本発明による目標値形成は非常に有利である。なぜなら“可変の速度依存性のモーメント支援”と“走行動特性制御”の要求を相互に満たすことができるからである。このことはとりわけ図5の比較的高い速度のもとで通常的に行われる走行動特性の介入制御から得られる。そこではモーメント支援が通常はわずかとなる。しかしながら補正操舵角 $\Delta\delta_{H, s011}$ の重畳によって、比較的高い速度のもとでも走行動特性介入制御の趣旨のもとにモーメント支援を高めることも可能である。それによって、ポジション制御と走行動特性制御が従来技法のように相対的に動作することが避けられる。

【0045】

第1のポジション制御器43の指令量への補正操舵角 $\Delta\delta_{H, s011}$ の重畳によっては、同時にステアリング感覚の変化も生じる。これはステアリングホイール3におけるステアリングコラム1を介した転舵角の差の形態でドライバに伝達される。ステアリング感覚の変化が避けられるべき場合には、転舵角差分は前述したように補償されなければならない。

【0046】

10

20

30

40

50

図7 aには、ステアリングホイール3における補正操舵角 $\Delta \delta_{H, s, i, i}$ の補償調整の第1実施例がブロック回路図で示されている。補償制御部37の入力量 $\Delta \delta_{H, s, i, i}$ は、ポジション制御部35と転舵軸モータ11及びステアリングギア5の閉ループ制御のシミュレートによって補正モーメント $\Delta M_{H, s, i, i}$ に変換される。この変換は、第1のポジション制御器43に相応する第2のポジション制御器63とステアリングモデル65によって行われる。目標補正操舵モーメント $\Delta M_{H, s, i, i}$ は重畳型伝動装置19において測定された差分モーメント ΔM_H と共に補償制御器51の入力量を形成する。第2の電流制御器53を介して操舵軸モータ21は駆動制御され、それによって重畳型伝動装置19はステアリングコラム1の上方区分1aに補正操舵角 $\Delta \delta_H$ を重畳する。ドライバは、ステアリングホイール3において走行動特性制御器41の介入を知覚することはない。

【0047】

この実施形態の考えは、走行動特性介入制御によって引き起こされるステアリング感覚（これは目標補正モーメント $\Delta M_{H, s, i, i}$ から生じる）が補正操舵角 $\Delta \delta_{H, s, i, i}$ から算出でき補償調整できることに基づいている。

【0048】

図7 bには角度補償調整の第2の実施形態が示されている。ここではモーメント閉ループ制御の代わりに、モーメント開ループ制御が提案されている。そのため重畳型伝動装置19のトルクセンサは省かれる。補償制御器51の代わりに第3の変換器71が用いられており、これが目標補正操舵モーメント $\Delta M_{H, s, i, i}$ を目標補正電流 $\Delta I_{H, s, i, i}$ に変換している。

【0049】

角度補償調整の第3実施例は図8に示されている。この実施形態では補償制御器51がポジション制御器として構成されている。補正操舵角 $\Delta \delta_{H, s, i, i}$ は、重畳型伝動装置19において測定された回転角度差分値 $\Delta \delta_H$ と比較され、操舵角モータ21の第2の電流変換器53を介して次のように駆動制御される。すなわちステアリングホイール3におけるステアリング感覚の変化が打ち消されるように制御される。

【0050】

このステアリング感覚の変化の補償は、これまでは走行動特性制御器41による転舵輪ポジションへの介入制御に基づいて説明してきたが、ドライバにとって邪魔に感じるさらなる影響は、図7及び図8に基づいて説明した閉ループ制御ないし開ループ制御による補償調整によって消去することも可能である。

【0051】

図9には、トラッキング制御の本発明による操作システムへの集積化のための第2の実施例が示されている。図2による実施例とは異なってここではトラッキング制御部55の出力信号は目標転舵モーメント $M_{M, s, i, i}$ に加算されるのではなく、操舵角差分値 $\Delta \delta_{H*}$ と変更された操舵角 δ_{H*} に加算され目標操舵角 $\delta_{H*, s, i, i}$ として走行動特性制御器41に供給される。この走行動特性制御器41は、出力量として補正操舵角 $\Delta \delta_{H, s, i, i}$ と目標ピニオン角度 $\delta_{Ritzoi, s, i, i}$ を送出する。この目標ピニオン角度 $\delta_{Ritzoi, s, i, i}$ は、測定されたピニオン角度 δ_{Ritzoi} と共にポジション制御器43の入力量として表されている。

【0052】

本発明による操舵システムと本発明による車両の操舵方法は、電子油圧制御式モーメント支援機構を備えた操舵システムや、ステアリングバイワイヤ型操舵システム並びに重畳型伝動装置19なしの操舵システムにも適用可能である。

【0053】

全ての図面、明細書及び請求項に記載されている特徴は、個別にもあるいは任意の相互の組み合わせにおいても十分な発明性を備えたものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】

2つのステアリングアクチュエータを備えたパワーステアリングシステムを概略的に示した図である。

【図2】

本発明による方法をブロック回路的に示した図である。

【図3】

非線形的な適応化特性曲線を示した図である。

【図4】

速度に依存したステアリングギア比の例を示した図である。

【図5】

本発明による速度に依存したモーメント支援を示した図である。

10

【図6】

走行動特性制御器をブロック回路図で示した図である。

【図7a】

モーメント閉ループ制御を介したステアリングコラムにおける角度補償調整を表した図である。

【図7b】

モーメント開ループ制御を介したステアリングコラムにおける角度補償調整を表した図である。

【図8】

位置制御を介したステアリングコラムにおける角度補償調整を表した図である。

20

【図9】

図9はトラッキング制御の第2実施例を示した図である。

【国際公開パンフレット】

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
10. Januar 2002 (10.01.2002)

PCT

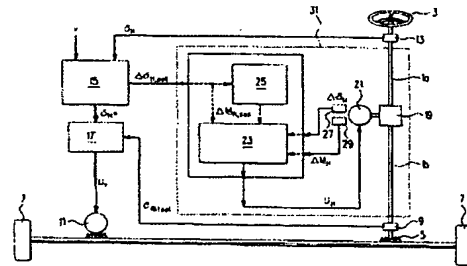
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 02/02389 A1

- (51) Internationale Patentschreibweise: B61D 5/04, 06/00 (72) Erfinder: und
(31) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE01/02396 (75) Erfinder/Anmelder (nur für (31): DOMENEK, Peter (DE/DE); Rachenhofenstrasse 9, 74321 Bietigheim-Lesungen (DE); CAD, Ch-Thomas (DE/DE); Tübinger Str. 35, 70823 Kornwestheim (DE);
(32) Internationales Anmeldedatum: 3. Juli 2001 (03.07.2001) PFEIFFER, Wolfgang (DE/DE); Brunnensbergstr. 1, 71723 Grossbottwar (DE); LEIBRACH, Klaus-Dieter (DE/DE); Amelsweg 11, 73569 Eschach (DE); HARTER, Werner (DE/DE); Hummelberg 4, 75428 Illingen (DE); BLESSING, Peter (DE/DE); Burgschweiz, 95, 74478 Heilbrunn (DE); LÖHNER, Herbert (DE/DE); Wimbelsenerstrasse 1/3, 71292 Völkheim (DE).
(33) Einreichungsprache: Deutsch
(34) Veröffentlichungsprache: Deutsch
(36) Angaben zur Priorität: 100 32 3403 4. Juli 2000 (04.07.2000) DE
(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): ROBERT BOSCH GMBH (DE/DE); Postfach 30 02 20, 70442 Stuttgart (DE); ZF LENKSYSTEME GMBH (DE/DE); Richard-Bellinger Str. 77, 73522 Schwäbisch Gmünd (DE).
(81) Bestimmungsstaaten (national): JP, US.
(84) Bestimmungsstaaten (regional): europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: METHOD FOR STEERING A VEHICLE USING A POWER-ASSISTED STEERING SYSTEM

(54) Bezeichnung: VERFAHREN ZUM LENKEN EINES FAHRZEUGS MIT SERVOLENKUNG



(57) Abstract: The invention relates to a method for steering a vehicle and to a steering system, which allows provision of a variable torque boost in response to the driver's steering request and an alteration of the position of the steered wheels initiated by the dynamic control system without these two actions impairing each other. The invention further allows the integration into the inventive method or the inventive steering system of further supplementary functions such as for example tracking of the vehicle in a simple manner and optionally with or without compensation for the steering feeling at the steering wheel.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 02/02389 A1

WO 02/02389 A1

INTERNATIONAL PATENT CLASSIFICATION

Veröffentlicht

— mit internationalen Rechercheberichten

Zur Erklärung der Zeichnungen-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

(57) Zusammenfassung: Es wird ein Verfahren zum Lenken eines Fahrzeugs und ein Lenksystem vorgeschlagen, bei welchem eine variable Momentenunterstützung des Fahrerlenkewunsches und ein von einem Fahrdynamikregler ausgelöster Eingriff in die Stellung der gelenkten Räder (das gegenseitige Beeinträchtigen realisiert sind. Außerdem können weitere Zusatzfunktionen wie bspw. die Sportlenkung des Fahrzeugs steuern und wählen mit oder ohne Kompensation des Lenkgefühls am Lenkrad in das erfindungsgemäße Verfahren bzw. das erfindungsgemäße Lenksystem integriert werden.

WO 02/02399

PCT/DE01/02396

Verfahren zum Lenken eines Fahrzeugs mit Servolenkung

Stand der Technik

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Lenken eines Fahrzeugs und eine Lenkung für ein Fahrzeug nach dem Oberbegriff des nebengeordneten Anspruchs 14.

Bei Servolenkungen ist ein momentenunterstützender hydraulischer oder elektrischer Lenksteller vorhanden, welcher das zum Lenken des Fahrzeugs aufzubringende Moment verringert und somit den Fahrer entlastet. Außerdem sind bei modernen Servolenkungen die Momentenunterstützung und/oder das Übersetzungsverhältnis der Lenkung geschwindigkeitsabhängig. Bei niedrigen Geschwindigkeiten wie sie für das Ein- und Ausparken typisch sind, wird eine sehr direkte Lenkung mit großer Momentenunterstützung bevorzugt, während bei schneller Fahrt eine indirekte Lenkung mit geringer Momentenunterstützung wünschenswert ist.

Um die Fahrstabilität von Fahrzeugen weiter zu erhöhen, sind darüber hinaus Lenkungen bekannt, bei denen ein Fahrdynamikregler die Stellung der gelenkten Räder unabhängig vom Lenkwunsch des Fahrers verstellt. Dabei überlagert der Fahrdynamikregler dem Fahrerlenkwunsch einen zusätzlichen Lenkwinkel an der Lenksäule.

WO 02/02399

PCT/DE01/02396

- 2 -

Bei diesen bekannten Lenkungen beeinflussen sich Momentenunterstützung und Fahrdynamikregelung gegenseitig, was folgende Nachteile mit sich bringt:

- Wegen der geringen Momentenunterstützung und der indirekten Lenkung bei hohen Fahrgeschwindigkeiten können Eingriffe in die Stellung der gelenkten Räder, welche von einem über ein Überlagerungsgetriebe auf die Lenksäule wirkenden Lenkradmotor vorgenommen werden, nicht mit der erforderlichen Geschwindigkeit vorgenommen werden.
- Die Momentenunterstützung und das Lenkgefühl, welches über das Lenkrad an den Fahrer übermittelt wird, können nicht unabhängig voneinander beeinflusst und eingestellt werden.
- Die Integration weiterer Funktionen in die Lenkung ist, wenn überhaupt, nur mit Schwierigkeiten möglich.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zum Lenken eines Fahrzeugs bereitzustellen, bei welchem Momentenunterstützung und Fahrdynamikregelung sich nicht negativ beeinflussen. Außerdem soll das erfindungsgemäße Verfahren einfach an verschiedene Fahrzeugtypen adaptierbar sein und die Integration weiterer Funktionen erleichtern.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch ein Verfahren zum Lenken eines Fahrzeugs, bei welchem

- der Lenkradwinkel erfasst wird,
- der Lenkradwinkel fahrgeschwindigkeitsabhängig modifiziert wird,
- ein Korrekturlenkwinkel in Abhängigkeit der Fahrdynamik des gelenkten Fahrzeugs ermittelt wird,
- der modifizierte Lenkradwinkel und der Korrekturlenkwinkel zu einem Soll-Lenkwinkel überlagert werden,
- die Stellung der gelenkten Räder erfasst wird,

W(0) 02/02399

PCT/DE01/02399

- 3 -

- die Winkeldifferenz zwischen Soll-Lenkwinkel und der Stellung der gelenkten Räder gebildet wird,
- die Stellung der gelenkten Räder in Abhängigkeit der Winkeldifferenz ($\delta_{\text{Richtsel, Soll}} - \delta_{\text{Richtsel}}$) geregelt wird und
- der Korrektur-Lenkradwinkel an der Lenksäule kompensiert wird.

Die Erfindung und ihre Vorteile

Bei diesem erfindungsgemäßen Verfahren findet der Fahrdynamikeingriff nicht durch Ansteuern des auf die Lenksäule wirkenden Lenkradmotors, sondern durch Ansteuern eines auf die gelenkten Räder wirkenden Lenkmotors statt. Dadurch ist der Fahrdynamikeingriff unabhängig von der Momentenunterstützung des Lenkstellers und außerdem wird die Lenksäule von der Übertragung des durch den Fahrdynamikeingriff verursachten Moments entlastet.

Der Lenkradmotor einer nach dem erfindungsgemäßen Verfahren arbeitenden Lenkung dient nur noch der Kompensation der durch den Fahrdynamikeingriff verursachten Änderung der Stellung der gelenkten Räder, so dass das Lenkgefühl unabhängig von der Momentenunterstützung beeinflusst werden kann. Dadurch wird eine nach dem erfindungsgemäßen Verfahren arbeitende Lenkung einfacher adaptierbar und regelungstechnisch einfacher zu beherrschen. Außerdem erhöht sich die Sicherheit der Lenkung, da die Lenksäule gegenüber herkömmlichen Servolenkungen mit Fahrdynamikregelung entlastet wird. Diese Kompensation ist nicht auf die Änderung des Lenkgefühls beschränkt, die durch den Fahrdynamikeingriff verursacht wird, sondern kann auch bei anderen Ursachen für eine Änderung des Lenkgefühls eingesetzt werden.

Varianten der Erfindung sehen vor, dass die Stellung der

W/O 02/02399

PCT/DK01/02396

- 4 -

gelenkten Räder durch einen ersten Positionsregler mit PD-Charakteristik oder Kaskadenstruktur geregelt wird, dass das Ausgangssignal des ersten Positionsreglers ein vom Lenkmotor auf das Ritzel zu übertragendes Sollmoment ist, dass das Sollmoment in einen Sollstrom umgewandelt wird und dass der Lenkmotor mit dem Sollstrom angesteuert wird, so dass eine hohe Regelgüte gewährleistet ist.

Außerdem können in das erfindungsgemäße Verfahren weitere Funktionen ohne großen Aufwand integriert werden. Dabei bleibt eine nach dem erfindungsgemäßen Verfahren arbeitende Lenkung weiterhin einfach adaptierbar.

Bei einer Ergänzung des erfindungsgemäßen Verfahrens weist der erste Positionsregler eine nicht-lineare statische Kennlinie oder eine adaptiv verstellbare Kennlinie auf, so dass das Regelungsverhalten weiter verbessert wird.

In weiterer Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens ist vorgesehen, dass der modifizierte Lenkwinkel (δ_{neu}) in eine Soll-Gierrate (ω_{neu}) oder eine Soll-Querbeschleunigung (a_y) umgewandelt wird, und dass ein Korrektur-Lenkwinkel ($\Delta\delta_{\text{neu, stat}}$) in Abhängigkeit der Soll-Gierrate (ω_{neu}) oder der Soll-Querbeschleunigung (a_y) geregelt wird, so dass die Fahrtabilität des Fahrzeugs durch eine Beeinflussung der Stellung der gelenkten Räder weiter erhöht wird. Ausgangssignal des Gier-Reglers ist ein Korrektur-Lenkwinkel ($\Delta\delta_{\text{neu, stat}}$), welches der Führungsgröße des ersten Positionsreglers überlagert werden kann und außerdem als Führungsgröße zur Kompensation der Lenkbewegung an der Lenksäule benutzt werden kann.

In Ergänzung des Verfahrens ist der Gier-Regler ein PD-Regler oder ein Modellfolgeregler, so dass ein stabiles Regelverhalten hoher Regelgüte erzielt wird.

W(1) 02/02399

PCT/DE01/02396

- 5 -

In weiterer Ergänzung des erfindungsgemäßen Verfahrens ist vorgesehen, dass der Korrektur-Lenkradwinkel in ein Korrekturmoment umgewandelt wird, dass das zwischen beiden Teilen der Lenksäule vorhandene Differenz-Moment gemessen wird, dass die Momentendifferenz aus dem Korrekturmoment und dem Differenz-Moment gebildet wird, und dass der Korrektur-Lenkradwinkel in Abhängigkeit der Momentendifferenz kompensiert wird. Durch die Regelung des Handmoments kann die Änderung des Lenkgefühls, welches sich aus einem Eingriff des Fahrdynamikreglers in die Stellung der gelenkten Räder ergibt, vollständig kompensiert werden, so dass der Fahrer des Fahrzeugs nichts von diesem Eingriff spürt.

Bei einer anderen erfindungsgemäßen Ausgestaltung des Verfahrens ist vorgesehen, dass der Korrektur-Lenkradwinkel in ein Korrekturmoment umgewandelt wird, dass das Korrekturmoment in einen Soll-Korrekturstrom umgewandelt wird, und dass der Korrektur-Lenkradwinkel am Lenkrad in Abhängigkeit des Soll-Korrekturstroms kompensiert wird, so dass auf einen Momentensensor an der Lenksäule verzichtet werden kann.

Eine weitere Ergänzung des erfindungsgemäßen Verfahrens sieht vor, dass die Drehwinkel-Differenz zwischen beiden Teilen der Lenksäule gemessen wird, dass die Winkeldifferenz aus Korrektur-Lenkradwinkel und Drehwinkel-Differenz gebildet wird, und dass der Korrektur-Lenkradwinkel am Lenkrad in Abhängigkeit der Winkeldifferenz kompensiert wird, so dass anstelle eines Momentensensors ein Winkelsensor an der Lenksäule eingesetzt werden kann.

Bei einer anderen Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass eine Spurführungs-Lenkradwinkeländerung ermittelt wird, und dass in Abhängigkeit der Spurführungs-

W(0) 02/02389

PCT/DE01/02386

- 6 -

Lenkradwinkeländerung und des modifizierten Lenkradwinkels dem Soll-Lenkmoment eine Soll-Momentendifferenz überlagert wird, so dass, ohne in die Struktur des erfindungsgemäßen Verfahrens einzugreifen, eine Spurführungsregelung in das Verfahren integriert werden kann. In gleicher Weise können weitere Funktionen in das erfindungsgemäße Verfahren integriert werden.

In weiterer Ergänzung der Erfindung ist vorgesehen, dass eine Spurführungs-Lenkradwinkeländerung ermittelt wird, dass die Winkeldifferenz aus modifiziertem Lenkradwinkel und Spurführungs-Lenkradwinkeländerung gebildet wird, dass in Abhängigkeit der Winkeldifferenz dem modifizierten Lenkradwinkel eine Spurführungs-Lenkradwinkeldifferenz überlagert wird, und dass in Abhängigkeit des daraus resultierenden Soll-Lenkradwinkels der Soll-Lenkswinkel geregelt wird, so dass der Fahrer durch die Änderung des vom Lenkrad auf seine Hände übertragenen Moments den Eingriff durch den Spurführungsregler spürt.

Bei beiden Varianten der Integration der Spurführungsregelung spürt der Fahrer den Eingriff über das Lenkgefühl und er kann entscheiden, ob er diese Kursvorgabe annehmen will oder nicht. Der Fahrer behält jedoch nach wie vor die Verantwortung für die Fahrtrichtung des Fahrzeugs; er kann die Vorgabe des Spurführungsreglers auch ignorieren.

Die eingangs genannte Aufgabe wird auch gelöst durch eine Lenkung für ein Fahrzeug mit einem an einer Lenksäule angeordneten Lenkrad, mit einem an der Lenksäule angeordneten Drehwinkel oder Momentensensor, mit einem Lenkgetriebe, mit einem hydraulischen oder elektrischen Lenksteller, mit einem zweiten Drehwinkelsensor zur Messung der Stellung der gelenkten Räder und mit einem Steuergerät, wobei ein auf die gelenkten Räder wirkender Lenkmotor

W() 02/02399

PCT/DE01/02396

- 7 -

vorhanden ist und wobei das Steuergerät ein Steuergerät nach Anspruch 11 ist, so dass die Vorteile des erfindungsgemäßen Verfahrens auch bei dieser Lenkung zum Tragen kommen.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der nachfolgenden Zeichnung, deren Beschreibung und den Patentansprüchen entnehmbar.

Zeichnung

Ausführungsbeispiele des erfindungsgemäßen Verfahrens sind in der folgenden Zeichnung dargestellt und nachfolgend beschrieben. Es zeigen:

- Fig. 1 die schematische Darstellung eines Servolenksystems mit zwei Lenkstellern,
- Fig. 2 das Blockschaltbild des erfindungsgemäßen Verfahrens,
- Fig. 3 ein Beispiel einer nicht-linearen adaptiven Kennlinie,
- Fig. 4 ein Beispiel einer geschwindigkeitsabhängigen Übersetzung der Lenkung,
- Fig. 5 eine erfindungsgemäße geschwindigkeitsabhängige Momentenunterstützung,
- Fig. 6 ein Blockschaltbild der Fahrdynamikregelung,
- Fig. 7a die Winkelkompensation an der Lenksäule über eine Momentenregelung,
- Fig. 7b die Winkelkompensation an der Lenksäule über eine

WU 0202389

PCT/DE01/02386

- 8 -

Momentensteuerung,

Fig. 8 die Winkelkompensation an der Lenksäule über eine Positionsregelung und

Fig. 9 ein zweites Ausführungsbeispiel einer Spurführung.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

In Fig. 1 ist die Servolenkung eines Fahrzeugs mit zwei Lenkstellern schematisch dargestellt. Ein an einer Lenksäule 1 befestigtes Lenkrad 3 ist über ein Lenkgetriebe 5 mit den gelenkten Rädern 7 des Fahrzeugs verbunden. Im Zusammenhang mit der Erfindung werden unter dem Begriff "Lenkrad" alle Arten von Lenkhandhaben verstanden. Das Lenkgetriebe 5 besteht im Wesentlichen aus einer schematisch dargestellten Zahnstange und einem in Fig. 1 nicht dargestellten drehfest mit der Lenksäule 1 verbundenen Ritzel. An der Lenksäule 1 ist ein erster Drehwinkelsensor 9 angeordnet, mit welchem der Drehwinkel δ_{Aktuell} des Ritzels des Lenkgetriebes 5 und damit die Stellung der gelenkten Räder 7 gemessen wird.

Ein elektrischer Lenkmotor 11 dient der Momentenunterstützung beim Lenken des Fahrzeugs. Zur Regelung des Lenkmotors 11 ist im oberen Teil der Lenksäule 1 ein zweiter Drehwinkelsensor 13 vorgesehen, mit dem der durch Drehen des Lenkrads 3 geäußerte Fahrerlenkwunsch in Form eines Lenkradwinkels δ_k erfasst wird. Der Lenkradwinkel δ_k wird in einer Sollwertbildung 15 bspw. abhängig von der Geschwindigkeit v des Fahrzeugs modifiziert. Dieser modifizierte Lenkradwinkel δ_k^* ist die Führungsgröße eines Lenkreglers 17, in welchem auch der vom ersten Drehwinkelsensor 9 gemessene Drehwinkel δ_{Aktuell} Eingang findet. Über eine Steuerspannung U , wird der

W(0) 02/02389

PCT/DE01/02396

- 9 -

Lenkmotor 11 vom Lenkregler 17 angesteuert und unterstützt dadurch die Lenkbewegung des Fahrzeuges.

An der Lenksäule 1 ist ein Überlagerungsgetriebe 19 angeordnet. Das Überlagerungsgetriebe 19 ist in der Regel als Planetengetriebe ausgeführt und teilt die Lenksäule 1 in zwei Abschnitte 1a und 1b. Dem vom zweiten Drehwinkelsensor 13 gemessenen Lenkradwinkel δ_y kann mittels des Überlagerungsgetriebes 19 ein weiterer Drehwinkel überlagert werden, so dass der vom ersten Drehwinkelsensor 9 gemessene Drehwinkel $\delta_{\text{Ist,rel}}$ nicht immer gleich dem Lenkraddrehwinkel δ_y ist.

Angetrieben wird das Überlagerungsgetriebe 19 von einem Lenkradmotor 21, welcher ein in Fig. 1 nicht dargestelltes selbstbenennendes mechanisches Getriebe aufweist und über dieses Getriebe mit dem Überlagerungsgetriebe 19 gekoppelt ist.

Geregelt wird der Lenkradmotor 21 von einem Lenkradregler 23, dessen Führungsgröße entweder der von der Sollwertbildung 15 ausgegebene Korrektur-Lenkradwinkel $\Delta\delta_{y,\text{Soll}}$ oder die von einem ersten Umwandler 25 aus dem Korrektur-Lenkradwinkel $\Delta\delta_{y,\text{Soll}}$ berechnete Korrekturmoment $\Delta M_{y,\text{Soll}}$ ist. Je nach Ausführungsform wird in den Lenkradregler 23 entweder der von einem dritten Drehwinkelsensor 27 gemessene Ist-Drehwinkel $\Delta\delta_y$ oder das von einem ersten Momentensensor 29 gemessene Differenz-Moment ΔM_y zurückgeführt.

Anhand von Fig. 1 ist der Unterschied zwischen der Momentenunterstützung, die auch einen aktiven Lenkeingriff durch Ändern der Stellung der gelenkten Räder 7 abweichend vom Fahrerlenkwunsch umfassen kann, durch den Lenkmotor 11 und der dadurch erforderlichen Lenkgefühlkompensation, die in Fig. 1 durch einen Rahmen 31 optisch zusammengefasst

W(1) 0202399

PCT/DE01/02396

- 10 -

ist, erkennbar.

In Fig. 2 ist das Regelungskonzept der erfindungsgemäßen Lenkung näher beschrieben. Gleiche Bauteile bzw. Blöcke haben die gleichen Bezugszeichen. Es gilt das bezüglich einer Figur Gesagte für die anderen Figuren entsprechend. Das Blockschaltbild der Fig. 2 ist in mehrere Blöcke 33, 35, 37 und 39 zusammengefasst, die nachfolgend erläutert werden.

Im Block 33 sind die Sollwertbildung 15 und ein Fahrdynamikregler 41 zusammengefasst. Das Ausgangssignal der Sollwertbildung 15 ist der modifizierte Lenkradwinkel δ_{μ} , welcher als Eingangsgröße des Fahrdynamikreglers 41 dient. Der Fahrdynamikregler 41 benötigt darüber hinaus die Geschwindigkeit v und die Gier-Rate ω oder die Querbeschleunigung a_y des Fahrzeugs. Daraus berechnet der Fahrdynamikregler 41 einen Korrektur-Lenkradwinkel $\Delta\delta_{\mu, \text{soil}}$. Der Korrektur-Lenkradwinkel $\Delta\delta_{\mu, \text{soil}}$ und der modifizierte Lenkradwinkel δ_{μ} werden in einer Additionsstelle addiert und bilden die Führungsgröße $\delta_{\mu, \text{steil, soil}}$ des ersten Positionsreglers 43.

In dem Block 35, welcher auch den Positionsregler 43 umfasst, wird die Regelung der Stellung der gelenkten Räder 7 vorgenommen. Der erste Positionsregler 43 steuert den Lenkmotor 11 so an, dass der Ritzelwinkel δ_{Ritzel} , welcher vom ersten Drehwinkelsensor 5 gemessen wird, der Führungsgröße $\delta_{\mu, \text{steil, soil}}$ folgt. Das dazu erforderliche, vom Lenkmotor 11 aufzubringende Soll-Lenkmoment $M_{\mu, \text{soil}}$ ist die Ausgangsgröße des ersten Positionsreglers 43. Über einen zweiten Umwandler 45 wird das Soll-Lenkmoment $M_{\mu, \text{soil}}$ in einen Sollstrom $I_{\mu, \text{soil}}$ umgewandelt. Die zur Momentenunterstützung notwendige Momenten-/Stromumwandlung hängt auch von der Bauart des Lenkmotors 11 ab. Im Fall eines Gleichstrommotors ist der Zusammenhang zwischen Strom

W/O 02/02399

PCT/DE01/02396

- 11 -

und Moment linear. Bei Asynchronmotoren ist die Umwandlung nicht-linear und betriebspunktabhängig, so dass vorgeschlagen wird, die sogenannte feldorientierte Regelung beim zweiten Umwandler 45 einzusetzen.

Ein erster Stromregler 47 wandelt den Sollstrom $I_{n,soll}$ in eine entsprechende Spannung um, mit der der Lenkmotor 11 angesteuert wird. Der Lenkmotor 11 erzeugt dadurch ein Motormoment M_M , welches zu dem vom Lenkgetriebe 5 aufgebrauchten Lenkmoment addiert wird. In Fig. 2 ist das Lenkgetriebe 5 als Zahnstangenlenkung ausgeführt. Ein Drehstab 49 sorgt für ein Handmoment M_H des Lenkgetriebes 5. Auf das Lenkgetriebe 5 wirkt außerdem noch die Spurstangenkraft F_{sp} ein.

Damit der Fahrer einen Eingriff des Fahrdynamikreglers 41 nicht am Lenkrad 3 spürt, ist ein Kompensationsregler 51 vorgesehen, dessen Führungsgröße der Korrektur-Lenkradwinkel $\Delta\delta_{n,soll}$ ist. Über einen zweiten Stromregler 53 wird der Lenkradmotor 21 angesteuert. Dieser treibt das Überlagerungsgetriebe 19 an, so dass der durch den Korrektur-Lenkradwinkel $\Delta\delta_{n,soll}$ verursachte Eingriff in die Stellung der gelenkten Räder 7 sich nicht am Lenkrad 3 bemerkbar macht.

Als weitere Funktion des erfindungsgemäßen Lenksystems ist eine Spurführungsregelung 39 mit einem Spurführungsregler 55 dargestellt. Im Falle einer automatischen Spurführung des Fahrzeugs wird eine Kursvorgabe δ_k , die bspw. mit Hilfe einer auf die Fahrbahn gerichteten Video-Kamera ermittelt wird, mit dem modifizierten Lenkradwinkel δ_n verglichen und mit Hilfe des Spurführungsreglers 55 eine Sollmomenten-Differenz $\Delta M_{n,soll}$ erzeugt, die auf das Soll-Lenkmoment $M_{n,soll}$ addiert wird. Da die Sollmomenten-Differenz $\Delta M_{n,soll}$ nicht in der Kompensationsregelung 37 berücksichtigt wird, spürt der Fahrer die Sollmomenten-Differenz $\Delta M_{n,soll}$ der

W(0)0202399

PCT/DE01/02399

- 12 -

Spurführungsregelung am Lenkrad 3, so dass er entscheiden kann, ob er der Spurführungsregelung 39 folgen will oder ob er seinen Lenkwunsch aufrechterhält. Auf diese Weise bekommt der Fahrer die Lenkhilfe im Sinne einer Spurführung und behält nach wie vor die Verantwortung für die Lenkentscheidung.

In gleicher Weise wie die Fahrdynamikregelung 41 und die Spurführungsregelung 39 können weitere Funktionen in das erfindungsgemäße Lenksystem integriert werden. Dabei gibt es die Möglichkeit, die Auswirkungen dieser Funktion auf das Lenkrad zu kompensieren, wie bspw. im Falle der Fahrdynamikregelung vorgeschlagen oder sie nicht zu kompensieren, wie im Falle der Spurführungsregelung 39 vorgeschlagen.

In Fig. 3 ist eine mögliche Kennlinie eines ersten Positionsreglers 43 dargestellt. Der Entwurf des Positionsreglers hängt stark von dem Lenkmotor 11 ab und wird nicht näher erläutert. Grundsätzlich eignen sich Regler mit digitalen Algorithmen auf der Basis einer PD-Struktur, einer Kaskadenstruktur oder einer generell adaptiven Struktur. Die grundsätzliche Idee ist dabei, die Erzeugung der Sollmomentenunterstützung M_{soll} mit Hilfe einer Positionregelung. Damit bestimmte gewünschte Unterstützungsverhalten erreicht werden können, sind ergänzend zu den o. g. linearen Reglertypen noch nicht-lineare statische Kennlinien oder adaptive verstellbare Reglerverstärkungen notwendig. In Fig. 3 ist eine nicht-lineare statische Kennlinie eines ersten Positionsreglers 43 dargestellt.

Anhand der Fig. 4 wird eine mögliche Realisierung des modifizierten Lenkradwinkels δ_n erläutert. Das Lenkgetriebe 5 der Zahnstangenlenkung wird konstruktiv mit einer festen Lenkwinkeluntersetzung von 17 : 1 bis 15 : 1

WO 02/02399

PCT/DE01/02396

- 13 -

ausgelegt. Diese Übersetzung wird vom Fahrer bei mittleren Fahrgeschwindigkeiten v als angenehm empfunden. Beim Rangieren ist es erwünscht, dass mit kleinem Lenkwinkel große Radeinschlagwinkel erzielt werden, d. h. die Lenkwinkelübersetzung soll bei niedriger Geschwindigkeit auf bspw. 8 : 1 verkleinert werden. Bei höherer Geschwindigkeit soll die Lenkwinkelübersetzung vergrößert werden auf bspw. 20 : 1. Diese geschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung wird durch die in Fig. 4 skizzierte Anordnung erfüllt. In Fig. 4 ist ein nicht-linearer Zusammenhang zwischen dem modifizierten Lenkwinkel δ_m und dem Lenkwinkel δ_r in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit v dargestellt. Bei Geschwindigkeiten kleiner v , ist das Verhältnis $\delta_m : \delta_r = 1,3$; bei Geschwindigkeiten größer v , ist dieses Verhältnis = 0,7. Im Geschwindigkeitsbereich zwischen v_1 und v_2 ändert sich das Verhältnis δ_m zu δ_r linear.

Da δ_m Teil der Führungsgröße des ersten Positionsreglers 43 ist, wird der Lenkmotor 11 so lange angesteuert, bis der Winkel $\delta_{r(soll)}$ der Führungsgröße $\delta_{r(soll),soll}$ entspricht. Wegen der in Fig. 4 dargestellten nicht-linearen Kennlinie der Sollwertbildung 15 ist der Zusammenhang zwischen $\delta_{r(soll)}$ und δ_m ebenfalls nicht-linear. Über den Fahrdynamikregler 41 findet δ_m als $\Delta\delta_{m,soll}$ mittelbar Eingang in die Kompensationsregelung, so dass der Fahrer am Lenkrad 3 nichts von der sich ändernden Lenkübersetzung spürt.

Durch die geschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung wird gleichzeitig auch eine geschwindigkeitsabhängige Momentenunterstützung realisiert. In Fig. 5 ist die Realisierung der geschwindigkeitsabhängigen Momentenunterstützung durch die Kombination der geschwindigkeitsabhängigen Lenkübersetzung und einer M_y/M_w -Kennlinie dargestellt. Im oberen Teil von Fig. 5 ist eine geschwindigkeitsabhängige Momentenunterstützung durch eine

WQ 02/02389

PCT/DE01/02396

- 14 -

Schar von M_x/M_y -Kennlinien nach dem Stand der Technik dargestellt. Die geschwindigkeitsabhängige Momentenunterstützung kann aber auch durch eine Kennlinie 57 unter Zuhilfenahme der im unteren Teil von Fig. 5 dargestellten geschwindigkeitsabhängigen Lenkübersetzung erzielt werden. Diese geschwindigkeitsabhängige Momentenunterstützung ist einfacher und kostengünstiger zu realisieren. Aufgrund der geschwindigkeitsabhängigen Lenkübersetzung wandelt sich die Momentenunterstützung auch entsprechend der Geschwindigkeit, d. h. bei niedriger Geschwindigkeit ist die Lenkung direkter und die Momentenunterstützung größer als bei höherer Geschwindigkeit.

In Fig. 6 ist der Fahrdynamikregler 41 im Detail dargestellt. Der Fahrdynamikregler 41 besteht aus einem Referenzmodell 59, welches, ausgehend vom modifizierten Lenkwinkel δ_{ref} und der Geschwindigkeit v des Fahrzeugs eine Referenz-Gierrate ω_{ref} berechnet. Dabei werden sowohl die geschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung als auch die Kinematik der Lenkung berücksichtigt. Die Differenz aus der Referenz-Gierrate ω_{ref} und der von einem nicht dargestellten Gier-Sensor gemessenen Gier-Rate ω des Fahrzeugs ist die Führungsgröße eines Gier-Reglers 61. Daraus ermittelt der Gier-Regler 61 einen Korrektur-Lenkwinkel $\Delta\delta_{ref}$, welcher, wie aus Fig. 2 ersichtlich, sowohl Eingang in die Führungsgröße des ersten Positionsreglers 43 als auch in die Kompensationsregelung 37 findet.

Der geschwindigkeitsabhängige modifizierte Lenkwinkel δ_{ref} wird mit Hilfe des Gier-Reglers 61 so angepasst, dass ein gewünschtes Gier-Verhalten des Fahrzeugs eingehalten wird. Das Referenzmodell 59 dient dazu, das gewünschte Gier-Verhalten in Form einer Soll-Gier-Geschwindigkeit ω_{ref} vorzugeben. Der Gier-Regler kann ein standardmäßiger PID-Regler oder ein robuster Modellfolge-Regler sein.

WO 02/02399

PCT/DE01/02396

- 15 -

Alternativ zur Gierrate ω kann auch die Querschleunigung a_y zur Fahrdynamikregelung verwendet werden.

Die erfindungsgemäße Sollwertbildung für die positionsgeregelte Momentenunterstützung ist sehr vorteilhaft, weil die Anforderungen "variable, geschwindigkeitsabhängige Momentenunterstützung" und "Fahrdynamikregelung" miteinander erfüllt werden können. Dies ergibt sich unter anderem aus Fig. 5. Normalerweise erfolgen Fahrdynamikeingriffe bei höherer Geschwindigkeit v . Dort ist die Momentenunterstützung normalerweise gering. Durch die Überlagerung des Fahrdynamikkorrekturwinkels $\Delta\delta_{K, \text{Soll}}$ hat man jedoch die Möglichkeit, die Momentenunterstützung auch bei höheren Fahrgeschwindigkeiten im Sinne des Fahrdynamikeingriffs zu erhöhen. Damit wird vermieden, dass Positionsregelung und Fahrdynamikregelung wie im Stand der Technik gegeneinander arbeiten.

Durch die Überlagerung des Korrektur-Lenkradwinkels $\Delta\delta_{K, \text{Soll}}$ auf die Führungsgröße des ersten Positionsreglers 43 entsteht gleichzeitig eine Veränderung des Lenkgefühls, das in Form einer Lenkwinkeldifferenz über die Lenksäule 1 an das Lenkrad 3 und damit auf den Fahrer übertragen wird. Wenn die Veränderung des Lenkgefühls vermieden werden soll, muss die Lenkwinkeldifferenz wie oben beschrieben kompensiert werden.

In Fig. 7a ist eine erste Ausführungsvariante einer Kompensation des Korrektur-Lenkradwinkels $\Delta\delta_{K, \text{Soll}}$ am Lenkrad 3 als Blockschaltbild dargestellt. Die Eingangsgröße $\Delta\delta_{K, \text{Soll}}$ der Kompensationsregelung 37 wird durch eine Nachbildung des Regelkreises der Positionsregelung 35 sowie des Lenkmotors 11 und des Lenkgetriebes 5 in ein Korrekturmoment $\Delta M_{K, \text{Soll}}$ umgewandelt. Diese Umwandlung wird durch einen dem ersten Positionsregler 43 entsprechenden

WO 02/02399

PCT/DE01/02399

- 16 -

zweiten Positionsregler 63 und ein Lenkungsmodell 65 vorgenommen. Das Soll-Korrektur-Lenkradmoment $\Delta M_{K, \text{Soll}}$ bildet zusammen mit dem am Überlagerungsgetriebe 19 gemessenen Differenz-Moment ΔM_K die Eingangsgröße des Kompensationsreglers 51. Über den zweiten Stromregler 53 wird der Lenkradmotor 21 angesteuert, so dass das Überlagerungsgetriebe 19 dem oberen Abschnitt 1a der Lenksäule 1 einen Korrektur-Lenkswinkel $\Delta \delta_K$ überlagert und der Fahrer vom Eingriff des Fahrdynamikreglers 41 am Lenkrad 3 nichts spürt.

Die Idee dieser Ausführungsform liegt darin, die durch den Fahrdynamikeingriff verursachte Lenkgefühlsveränderung, die sich aus dem Soll-Korrektur-Lenkradmoment $\Delta M_{K, \text{Soll}}$ ergibt, aus dem Korrektur-Lenkswinkel $\Delta \delta_{K, \text{Soll}}$ zu berechnen und anschließend zu kompensieren.

In Fig. 7b ist eine zweite Ausführungsform einer Winkelkompensation dargestellt. Statt einer Momentenregelung wird hier eine Momentensteuerung vorgeschlagen, so dass auf einen Drehmomentsensor im Überlagerungsgetriebe 19 verzichtet werden kann. Anstelle des Kompensationsreglers 51 wird ein dritter Umwandler 71 eingesetzt, welcher das Soll-Korrektur-Lenkradmoment $\Delta M_{K, \text{Soll}}$ in einen Soll-Korrekturstrom $\Delta I_{K, \text{Soll}}$ umwandelt.

Eine dritte Ausführung der Winkelkompensation ist in Fig. 8 dargestellt. Bei dieser Ausführungsform ist der Kompensationsregler 51 als Positionsregler ausgeführt. Der Korrektur-Lenkswinkel $\Delta \delta_{K, \text{Soll}}$ wird mit einer am Überlagerungsgetriebe 19 gemessenen Drehwinkeländerung $\Delta \delta_K$ verglichen und über den zweiten Stromwandler 53 der Lenkradmotor 21 so angesteuert, dass die Änderung des Lenkgefühls am Lenkrad 3 aufgehoben wird.

Die Kompensation der Änderung des Lenkgefühls wurde bislang

W(010202389

PCT/DE01/02386

- 17 -

anhand eines Eingriffs in die Stellung der gelenkten Räder durch den Fahrdynamikregler 41 erläutert. Weitere Einflüsse, die für den Fahrer störend sind, können auch durch die in den Fig. 7 und 8 beschriebenen Kompensationsregelungen und -steuerungen eliminiert werden.

In Fig. 9 ist ein zweites Ausführungsbeispiel für die Integration einer Spurführungsregelung in das erfindungsgemäße Lenksystem dargestellt. Anders als bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 2 wird das Ausgangssignal des Spurführungsreglers 55 nicht auf das Soll-Lenkmoment $M_{w, \text{soll}}$ addiert, sondern es wird eine Spurführungs-Lenkwinkel-Differenz $\Delta \delta_w$ zu dem modifizierten Lenkwinkel δ_w zu einem Soll-Lenkwinkel $\delta_{w, \text{soll}}$ addiert und in den Fahrdynamikregler 41 eingeführt. Der Fahrdynamikregler 41 liefert die Ausgangsgrößen Korrektur-Lenkwinkel $\Delta \delta_{w, \text{soll}}$ und einen Soll-Ritzelwinkel $\delta_{R(\text{Ziel}, \text{soll})}$, welcher zusammen mit dem gemessenen Ritzelwinkel $\delta_{R(\text{Ist})}$ die Eingangsgröße des Positionsreglers 43 darstellt.

Das erfindungsgemäße Lenksystem und das erfindungsgemäße Verfahren zum Lenken eines Fahrzeugs können auch auf Lenkungen mit elektrohydraulischer Momentenunterstützung, auf Steer-by-Wire-Lenksysteme und Lenkungen ohne Überlagerungsgetriebe 19 erweitert werden.

Alle in der Zeichnung, der Beschreibung und den nachfolgenden Patentansprüchen beschriebenen Merkmale können sowohl einzeln als auch in beliebiger Kombination miteinander erfindungswesentlich sein.

W(1) 0202399

PCT/DE01/02396

- 18 -

Ansprüche

1. Verfahren zum Lenken eines Fahrzeugs, gekennzeichnet durch folgende Verfahrensschritte:
- Erfassen des Lenkradwinkels (δ_H);
 - fahrgeschwindigkeitsabhängiges modifizieren des Lenkradwinkels (δ_H);
 - ermitteln eines Korrektur-Lenkradwinkels ($\Delta\delta_{H, \text{Soll}}$) in Abhängigkeit der Fahrdynamik des gelenkten Fahrzeugs;
 - Überlagern von modifiziertem Lenkradwinkel (δ_H) und Korrektur-Lenkradwinkel ($\Delta\delta_{H, \text{Soll}}$) zu einem Soll-Lenkwinkel ($\delta_{H, \text{Soll}}$);
 - erfassen der Stellung der gelenkten Räder ($\delta_{R, \text{Ist}}$);
 - Bilden der Winkeldifferenz ($\delta_{H, \text{Soll}} - \delta_{R, \text{Ist}}$) zwischen Soll-Lenkwinkel und der Stellung der gelenkten Räder (7);
 - regeln der Stellung der gelenkten Räder (7) in Abhängigkeit der Winkeldifferenz ($\delta_{H, \text{Soll}} - \delta_{R, \text{Ist}}$) und
 - kompensieren des Korrektur-Lenkradwinkels ($\Delta\delta_{H, \text{Soll}}$) an der Lenksäule (1).

W(0) 02/02399

PCT/DE01/02396

- 19 -

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Stellung der gelenkten Räder (7) durch einen ersten Positionsregler (43) mit PD-Charakteristik oder Kaskaden-Struktur oder einen adaptiven ersten Positionsregler (43) geregelt wird, dass das Ausgangssignal des ersten Positionsreglers (43) ein von einem Lenkmotor (11) auf das Ritzel des Lenkgetriebes (5) zu übertragendes Soll-Moment (M_{soll}) ist, dass das Soll-Moment (M_{soll}) in einen Soll-Strom (I_{soll}) umgewandelt wird, und dass der Lenkmotor (11) mit dem Soll-Strom (I_{soll}) angesteuert wird.
3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Positionsregler (43) eine nichtlineare statische Kennlinie oder eine adaptiv verstellbare Kennlinie aufweist.
4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der modifizierte Lenkradwinkel (δ_{M_0}) in eine Soll-Gierrate (ω_{reg}) oder eine Soll-Querbeschleunigung (a_y) umgewandelt wird, und dass ein Korrektur-Lenkradwinkel ($\delta_{M_0, soll}$) in Abhängigkeit der Soll-Gierrate (ω_{reg}) oder der Soll-Querbeschleunigung (a_y) geregelt wird.
5. Verfahren nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Gier-Regler (61) ein PID-Regler oder ein Modellfolge-Regler ist.
6. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Korrektur-Lenkradwinkel ($\delta_{M_0, soll}$) in ein Korrekturmoment ($\Delta M_{M_0, soll}$) umgewandelt wird, dass das zwischen beiden Teilen (1a, 1b) der Lenksäule (1) vorhandene Differenz-Moment (ΔM_0) gemessen wird, dass die Momentendifferenz aus dem Korrekturmoment ($\Delta M_{M_0, soll}$) und dem Differenz-Moment (ΔM_0) gebildet wird, und dass der Korrektur-Lenkradwinkel ($\delta_{M_0, soll}$) in Abhängigkeit der

W(02)02389

PCT/DE01/02396

- 20 -

Momentendifferenz ($\Delta M_{H, \text{Soll}} - \Delta M_H$) kompensiert wird.

7. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Korrektur-Lenkradwinkel ($\Delta \delta_{H, \text{Soll}}$) in ein Korrekturmoment ($\Delta M_{H, \text{Soll}}$) umgewandelt wird, dass das Korrekturmoment ($\Delta M_{H, \text{Soll}}$) in einen Soll-Korrekturstrom ($\Delta I_{H, \text{Soll}}$) umgewandelt wird, und dass der Korrektur-Lenkradwinkel ($\Delta \delta_{H, \text{Soll}}$) am Lenkrad (3) in Abhängigkeit des Soll-Korrekturstroms ($\Delta I_{H, \text{Soll}}$) kompensiert wird.

8. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Drehwinkel-Differenz ($\Delta \delta_{H, \text{Zst}}$) zwischen beiden Teilen (1a, 1b) der Lenksäule (1) gemessen wird, dass die Winkeldifferenz aus Korrektur-Lenkradwinkel ($\Delta \delta_{H, \text{Soll}}$) und Drehwinkel-Differenz ($\Delta \delta_{H, \text{Zst}}$) gebildet wird, und dass der Korrektur-Lenkradwinkel ($\Delta \delta_{H, \text{Soll}}$) am Lenkrad (3) in Abhängigkeit der Winkeldifferenz ($\Delta \delta_{H, \text{Soll}} - \Delta \delta_{H, \text{Zst}}$) kompensiert wird.

9. Verfahren nach einem der vorhergehende Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Spurführungs-Lenkradwinkeländerung (δ_L) ermittelt wird, und dass in Abhängigkeit der Spurführungs-Lenkradwinkeländerung (δ_L) und des modifizierten Lenkradwinkels (δ_M) dem Soll-Lenkmoment ($M_{H, \text{Soll}}$) eine Soll-Momentendifferenz ($\Delta M_{H, \text{Soll}}$) überlagert wird.

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass eine Spurführungs-Lenkradwinkeländerung (δ_L) ermittelt wird, dass die Winkeldifferenz aus modifiziertem Lenkradwinkel (δ_M) und Spurführungs-Lenkradwinkeländerung (δ_L) gebildet wird, dass in Abhängigkeit der Winkeldifferenz ($\delta_M - \delta_L$) dem modifizierten Lenkradwinkel (δ_M) eine Spurführungs-Lenkradwinkeländerung ($\Delta \delta_M$) überlagert wird, und dass in Abhängigkeit des daraus resultierenden Soll-Lenkradwinkels

W() 02/02389

PCT/DK01/02386

- 21 -

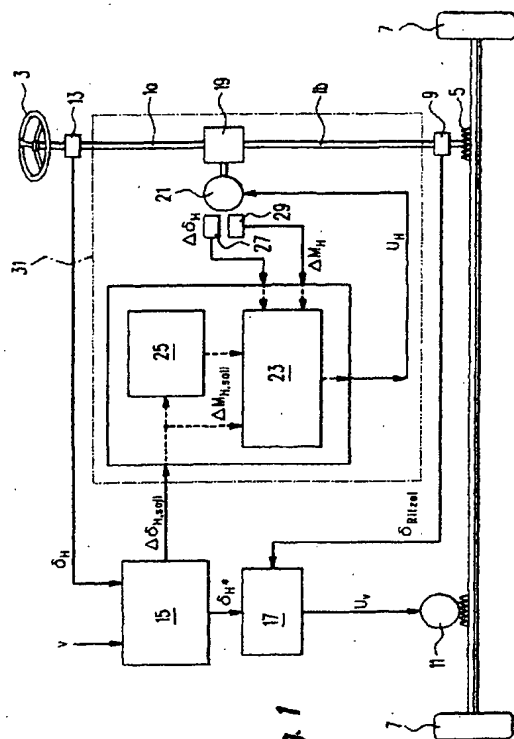
($\delta_{\text{ste}, \text{Soll}}$) der Soll-Lenkwinkel ($\delta_{\text{ste}, \text{Soll}}$) geregelt wird.

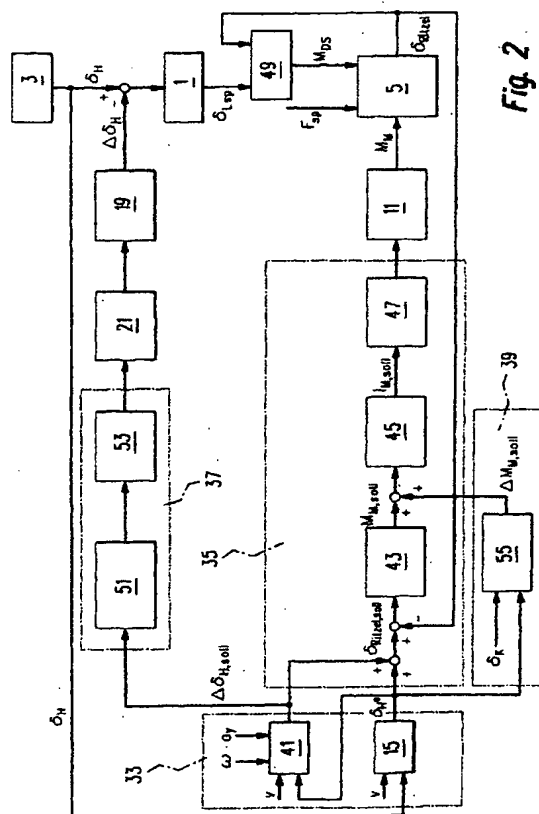
11. Computerprogramm, dadurch gekennzeichnet, dass es zur Durchführung eines Verfahrens nach einem der vorstehenden Ansprüche geeignet ist.

12. Computerprogramm, nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass es auf einem Speichermedium abgespeichert ist.

13. Steuergerät zum Steuern der Lenkung eines Fahrzeugs, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuergerät nach einem Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 10 arbeitet.

14. Lenkung für ein Fahrzeug mit einem an einer Lenksäule (1) angeordneten Lenkrad (3), mit einem Lenkgetriebe (5), mit einem an der Lenksäule (1) angeordneten dritten Drehwinkelsensor (27) oder erstem Momentansensor (29), mit einem über ein Überlagerungsgetriebe (19) auf die Lenksäule (1) wirkenden Lenkradmotor (11), mit einem hydraulischen oder elektrischen Lenksteller, mit einem zweiten Drehwinkelsensor (13) zur Messung der Stellung der gelenkten Räder (7) und mit einem Steuergerät, dadurch gekennzeichnet, dass ein auf die gelenkten Räder (7) wirkender Lenkmotor (11) vorhanden ist, und dass das Steuergerät ein Steuergerät nach Anspruch 13 ist.

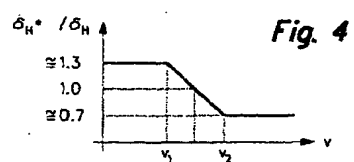
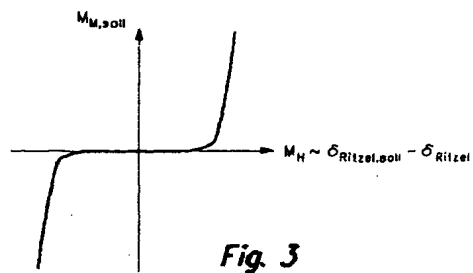




W(1) 02/02309

PCT/DK01/02306

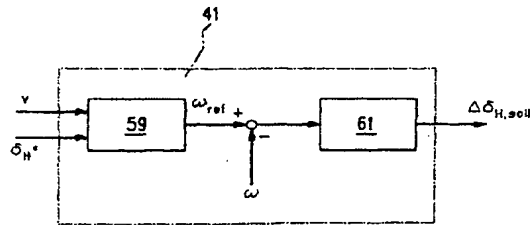
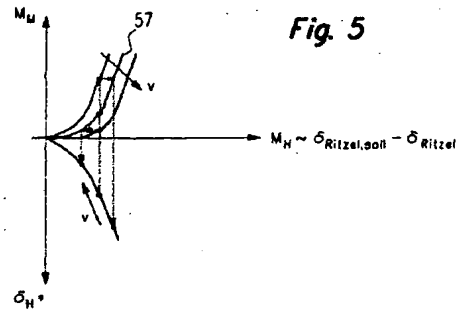
3 / 7



W(1) 02/02399

PCT/DK01/02396

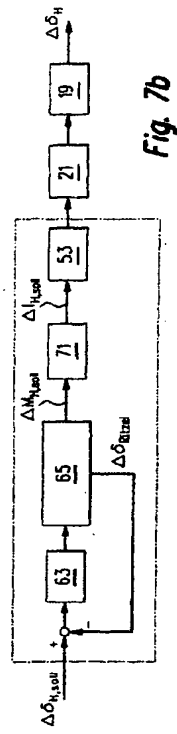
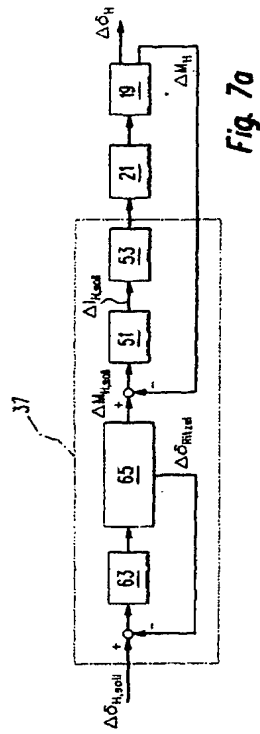
4 / 7



WO 02/02389

PCT/DE01/01396

5 / 7



W/O 02/02399

PCT/DE01/02396

6 / 7

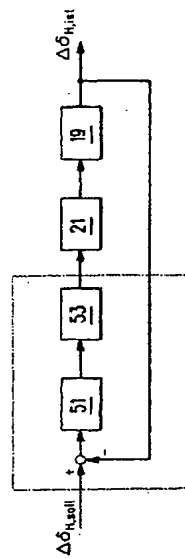


Fig. 8

WO 02/02399

PCT/DE01/02396

7 / 7

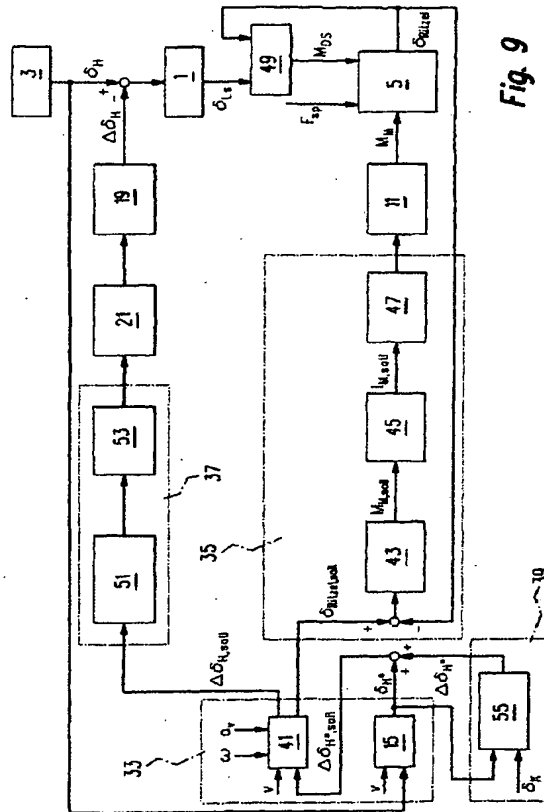


Fig. 9

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		WIPO Int. Application No. PCT/JP01/02396
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 7 B62D6/04 B62D6/00		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC:		
B. PRIOR SEARCHED Secondary documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 7 B62D		
Classification assigned other than primary classification to the extent that such documents are included in the fields searched		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category	Relevance of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Referred to class No.
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1998, no. 13, 30 November 1998 (1998-11-30) A JP 10 226350 A (TOYOTA MOTOR CORP.;KOYO SEIKO CO LTD), 25 August 1998 (1998-08-25) abstract	11
A	DE 37 34 477 A (NISSAN MOTOR) 21 April 1998 (1988-04-21) claim 1	1, 13, 14
A	US 5 236 335 A (SETAKA YOUSUKE ET AL) 17 August 1993 (1993-08-17) claim 1	1, 11, 13, 14
		1-14
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of part C. <input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but disclosed on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claims or which is used to establish the duration of the right of priority or other special reasons (see Appendix) "U" document relating to an oral disclosure, use, exhibition or other means "W" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed		
"T" late document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the applicant but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance, the claimed invention cannot be considered novel or obvious for considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention can not be considered to involve an inventive step when the document is considered with one or more other such documents, such construction being confined to a person skilled in the art "Z" document showing the state of the prior art		
Date of the actual completion of the international search		Date of mailing of the international search report
18 October 2001		25/10/2001
Name and mailing address of the ISA: European Patent Office, P.O. Box 5010, Patentstrasse 2 8550 Zuerich 19, Switzerland Tel: (41-1) 735 360-2040, Fax: 31 (0) 1 735 360-2040 Fax: (41-1) 735 360-2040		Authorized officer Tammé, H-M

Form PCT/ISRP/10 (pre-announced) July 1999

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Indication of patent family members

PCT/JP 01/02396

Patent documents cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
JP 10226350	A	25-08-1998	NONE
DE 3734477	A	21-04-1988	JP 1994209 C 22-11-1995 JP 7025320 B 22-03-1995 JP 63097470 A 28-04-1988 DE 3734477 A1 21-04-1988 US 4840389 A 20-06-1989
US 5236335	A	17-08-1993	JP 2970125 B2 02-11-1999 JP 4365673 A 17-12-1992 DE 4142055 A1 02-07-1992

(See PCT/JP 01/02396 patent family annex) (July 1999)

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT		Intern. pub. Anmeldungen PCT, J. 01/02396
A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSDOKUMENTS IPK 7 B62D5/04 B62D6/00		
Nacht der internationalen Patentkonvention (IPC) oder nach der europäischen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHENBERICHT GEBIETE Rechtscharakter: Unklarheitsfall (Glaubenszeugnisse und Klassifikationsnummern) IPK 7 B62D		
Nachrichtliche oder nicht nach dem Patentgesetz gebundene Veröffentlichung, soweit diese unter die nachstehenden Gebiete fallen		
Verbreitung der internationalen Recherche konzentrierte elektronische Datenbank (Daten der Datenbank und evtl. verknüpfte Suchergebnisse) PAJ, EPO-Internal		
C. ALS WESSENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Absatz 1 genannten Teile	Der. Anzeigeb. Nr.
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1998, no. 13, 30. November 1998 (1998-11-30) 8 JP 10 226350 A (TOYOTA MOTOR CORP.:KOYO SEIKO CO. LTD.) 25. August 1998 (1998-08-25) Zusammenfassung	11
A	DE 37 34 477 A (NISSAN MOTOR) 21. April 1988 (1988-04-21) Anspruch 1	1,13,14
A	US 5 236 335 A (SETAKA YOUSUKE ET AL.) 17. August 1993 (1993-08-17) Anspruch 1	1,11,13, 14
A		1-14
<input type="checkbox"/> Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen. <input checked="" type="checkbox"/> Eine Anzeigeb. Patentstelle		
* Besondere Kategorien von eingereichten Veröffentlichungen: "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besondere Beschreibung anzuwenden ist. "E" Gemeinsame Darstellung, die sowohl von einem oder mehreren internationalen Anmeldungen veröffentlicht worden ist. "F" Veröffentlichung, die eingereicht ist, aber Prioritätsanspruch zweifelsfrei erkennen zu lassen, oder durch die eine Veröffentlichungsbefreiung oder eine Freigabe in der Rechercheberichtsphase von Veröffentlichung befreit werden soll oder die aus einem anderen internationalen Dokument eingereicht ist (z.B. eingereicht). "G" Veröffentlichung, die sich auf eine öffentliche Offenlegung, eine Darstellung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht. "H" Veröffentlichung, die von dem internationalen Anmelder, aber nicht dem besagten internationalen Prioritätsanspruch veröffentlicht worden ist.		
"I" Besondere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmelder (oder dem Prioritätsanspruch) veröffentlicht worden ist und mit der Abmeldung nicht identisch, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Problems oder der für erfindungsgewinnenden Lösung erfindungsgewinnend. "J" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann nicht aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder als erfindungsgewinnend betrachtet werden. "K" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfindungsgewinnender Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung als einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen (einer Gruppe) in Verbindung gesetzt ist und diese diese Veröffentlichung für einen Fortschritt relevant ist. "L" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist.		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Ausstellungsdatum des internationalen Rechercheberichts
18. Oktober 2001		25/10/2001
Name und Postanschrift der internationalen Recherchebehörde Europäisches Patentamt, P.O. Box 2918 M. 2280 JAV, D-5100 Tel. (49) 2281-170 240-2500, Tx. 21 251 spe st. Fax (49) 2281-170 240-2500		Name und Postanschrift des Erfinders TAKEDA, H-M

Formblatt PCT/IB/440, gültig 21.10.1999

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT				Patentnummer	
Angabe zu Veröffentlichung				PC1/UE 01/02396	
Im Recherchenbericht angegebene Patentnummer	Datum der Veröffentlichung	Inhaltlicher Bezug	Datum der Veröffentlichung		
JP 10226350	A	25-08-1998	KEINE		
DE 3734477	A	21-04-1988	JP 1994209 C	22-11-1995	
			JP 7025320 B	22-03-1995	
			JP 63097470 A	28-04-1988	
			DE 3734477 A1	21-04-1988	
			US 4840389 A	20-06-1989	
US 5236335	A	17-08-1993	JP 2970125 B2	02-11-1999	
			JP 4365673 A	17-12-1992	
			DE 4142055 A1	02-07-1992	

Standard: PC1/UE 01/02396 (Anhang: Patentnummer 10226350)

フロンtpページの続き

(74)代理人 100061815

弁理士 矢野 敏雄

(74)代理人 100094798

弁理士 山崎 利臣

(74)代理人 100099483

弁理士 久野 琢也

(74)代理人 100114890

弁理士 アインゼル・フェリックス＝ラインハルト

(74)代理人 230100044

弁理士 ラインハルト・アインゼル

(72)発明者 ベーター ドミンケ

ドイツ連邦共和国 ビーティヒハイム＝ビッシンゲン レヒェンツホーフェナーシュトラッセ 9

(72)発明者 チューチュアン カオ

ドイツ連邦共和国 コルンタール＝ミュンヒンゲン トゥビッツァー シュトラッセ 35

(72)発明者 ヴォルフガング ブファイファー

ドイツ連邦共和国 グロスボットヴァー ブラウナースベルクシュタイゲ 1

(72)発明者 クラウス＝ディーター ライムバッハ

ドイツ連邦共和国 エシャッハ アムゼルヴェーク 11

(72)発明者 ヴェルナー ハルター

ドイツ連邦共和国 イリンゲン フンメルベルク 4

(72)発明者 ベーター ブレッシング

ドイツ連邦共和国 ハイльブロン ブルグンダーシュトラッセ 95

(72)発明者 ヘルベルト ローナー

ドイツ連邦共和国 フリオルツハイム ヴィムスハイマーシュトラッセ 15/3

Fターム(参考) 3D032 CC08 DA03 DA04 DA23 DA29 DA33 DC01 DC02 DC03 EB04

EB16 EB17